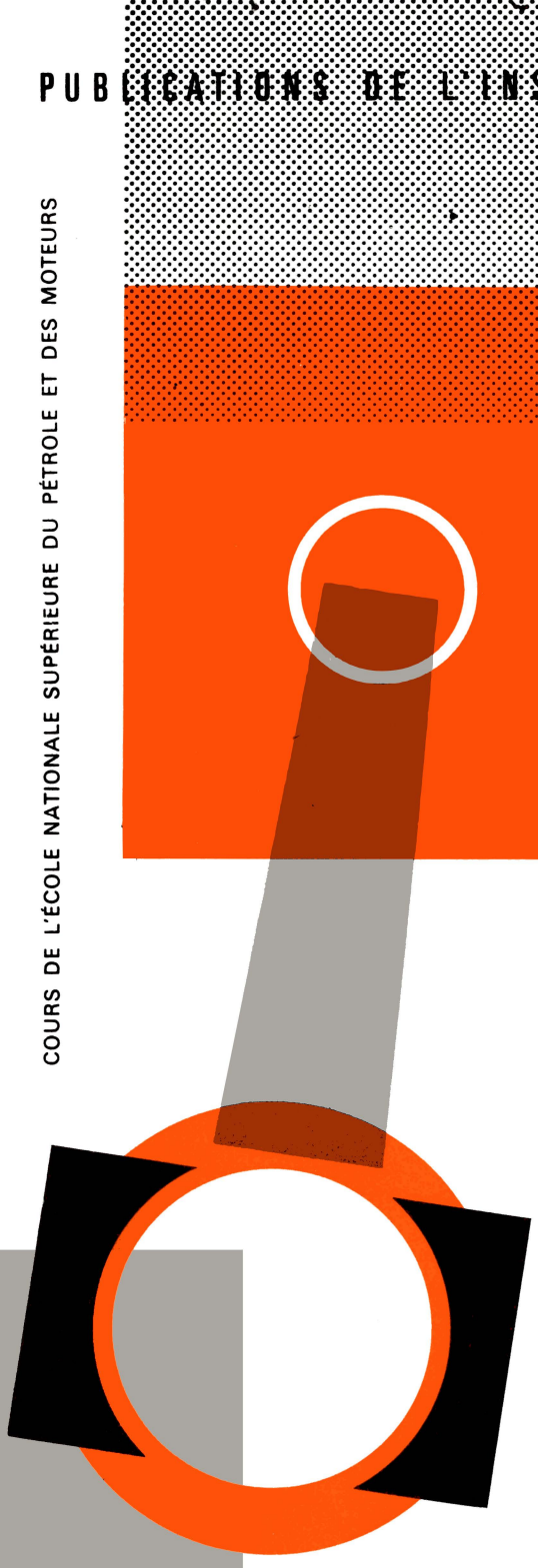
PUBLICATIONS DE L'INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE

COURS DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DU PÉTROLE ET DES MOTEURS

Tome 3

RAYMOND BRUN

SCIENCE ET TECHNIQUE DU MOTEUR DIESEL INDUSTRIEL ET DE TRANSPORT



SOCIÉTÉ DES ÉDITIONS TECHNIP

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
MINISTÈRE DE L'INDUSTRIE

DIRECTION DES CARBURANTS

INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE

ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DU PÉTROLE
ET DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

CENTRE D'ÉTUDES SUPÉRIEURES
DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE
ET DES APPLICATIONS DES PRODUITS DU PÉTROLE

SCIENCE ET TECHNIQUE
DU MOTEUR DIESEL INDUSTRIEL ET DE TRANSPORT

par **RAYMOND BRUN**

Ingénieur E.C.P. et E.N.S.P.M.
Chef des études de locomotives à moteurs thermiques
de la S.N.C.F.
Président de la 11e Section technique
de la Société des Ingénieurs de l'Automobile (S.I.A.)

III

SOCIETE DES EDITIONS TECHNIP . 7 . rue Nélaton . PARIS XVe

VOLUME I

PREMIERE PARTIE

GENERALITES

Chapitre I. - TOUR D'HORIZON
Chapitre II. - CONSIDERATIONS PREALABLES
Chapitre III. - LA COMBUSTION
Chapitre IV. - LA SURALIMENTATION DES MOTEURS DIESEL
Chapitre V. - LE MOTEUR 2 TEMPS
Chapitre VI. - LE SYSTEME D'INJECTION
Chapitre VII. - PISTONS ET SEGMENTS
Chapitre VIII. - LES SOUPAPES ET LA CULASSE

VOLUME II

TROISIEME PARTIE

LES PROBLEMES MECANIQUES

Chapitre IX. - CONTRAINTES ; FATIGUE ; USURE
Chapitre X. - ARCHITECTURE DU MOTEUR
Chapitre XI. - LA BIELLE
Chapitre XII. - LE VILEBREQUIN

© 1963
INSTITUT FRANÇAIS DU PETROLE
ET SOCIETE DES EDITIONS TECHNIP

Table des matières

	Pages
Table des matières	III
Tableau des notations adoptées	V
Tableau des sigles utilisés en bibliographie	VII

VOLUME III

TROISIEME PARTIE (suite)

LES PROBLEMES MECANIQUES

Chapitre XIII

LES COUSSINETS

I. - Considérations générales sur les assemblages tournant sous charge	3
A) La géométrie et la cinématique de l'assemblage	3
B) Dimensionnement de l'assemblage et débit d'huile	11
II. - Détermination précise du coussinet	21
A) Dimensions	21
B) Choix du matériau antifriction	25
Bibliographie	40

Chapitre XIV

ARBRE A CAMES - DISTRIBUTION
RESSORTS DE SOUPAPES

Engrenages de distribution	47
Distribution	47
Profils de cames et ressorts de soupapes	53
Liaison ressorts-soupapes	69
Bibliographie	71

QUATRIEME PARTIE

LES AUXILIAIRES

Chapitre XV

LE REFROIDISSEMENT

A.- Le refroidissement par eau 79
La pompe à eau 87
Phénomènes de cavitation 92
B.- Le refroidissement par air 98
Bibliographie 110

Chapitre XVI

LA LUBRIFICATION 111

Bibliographie 124

Chapitre XVII

LE LANCEMENT

Dispositifs de lancement 133
Adjuvants de lancement 135
Bibliographie 139

Chapitre XVIII

LA REGULATION

Le régulateur 153
A) Fonctionnement propre du régulateur 155
B) Caractéristiques de fonctionnement 159
Adaptation et mise au point d'un régulateur 171
Adaptation 171
Mise au point du fonctionnement 175
La régulation de moteurs montés en parallèle 175
Les régulateurs électriques de fréquence 177
Bibliographie 178

CINQUIEME PARTIE

Chapitre XIX

LES MACHINES DIESEL A PISTONS LIBRES

I. Introduction 179
II. Les générateurs à pistons libres 181
A. Généralités 181
B. Le cycle 189
C. La régulation 205
D. Etude détaillée du cycle d'un générateur à pistons libres à compression vers l'intérieur 211
E. Fonctionnement aux régimes partiels 239
F. Générateurs semblables 245
G. Technologie 251

TABLEAU DES NOTATIONS ADOPTEES

Valeurs	Symbole	Dimension
Masse	M, m	M
Longueur	L, l	L
Alésage	D	
Course	C	
Diamètre	d	
Rayon	R ou r	
Rayon de giration	ρ	
Temps	T, t	T
Température	Θ	Θ
Vitesse linéaire	U, u	LT^{-1}
Vitesse de rotation $\frac{\text{tours}}{\text{minute}}$	N	T^{-1}
$\frac{\text{radians}}{\text{seconde}}$	ω	
Fréquence	$\mathcal{F}$	
Accélération	Γ, γ	LT^{-2}
Accélération de la pesanteur	g	
Surface	S, s	L^2
Volume	V, v	L^3
Volume cylindrée	$\mathcal{V}$	
Débit (en volume)	$\mathcal{D}$	L^3T^{-1}
Poids	$\vec{P}$, $\vec{p}$	MLT^{-2}
Force	$\vec{F}$, $\vec{f}$	
Réaction	$\vec{R}$, $\vec{r}$	
Poids volumique	$\bar{\omega}$	$ML^{-2}T^{-2}$
Moment d'inertie	I	ML^2
Pression	P, p	$ML^{-1}T^{-2}$
Pression de combustion	P_c	
Pression effective	P_e	
Pression indiquée	P_i	
Pression moyenne effective	p_{me}	
Pression moyenne indiquée	p_{mi}	
Limite apparente d'élasticité	R_e	
Charge de rupture	R	
Module d'élasticité longitudinal	E	
Module d'élasticité transversal	G	
Contraintes d'origine mécanique	σ	
Flexion	σ_f, σ_φ	
Compression	σ_c	
Torsion	σ_τ	
Cisaillement	σ_χ	
Thermique	τ	

Valeurs	Symbole	Dimension
Raideur	$\mathcal{R}$	MT^{-2}
Energie interne	$\mathcal{U}$	ML^2T^{-2}
Energie cinétique	$\mathcal{E}$	
Energie calorifique	Q, q	
Travail	W, $\mathcal{C}$	
Enthalpie (ou potentiel dynamique)		
Couple	$\mathcal{C}$	
Moment de flexion	$\mathcal{M}_f$	
Moment de torsion	$\mathcal{M}_T$	
Puissance	$\mathcal{P}$	ML^2T^{-3}
Flux thermique	$\frac{dQ}{dt}$	
Entropie		$ML^2T^{-2}\theta^{-1}$
Chaleur spécifique	q_s	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$
Chaleur spécifique des gaz à pression constante	c_p	
Pouvoir calorifique	H	
d'une masse		L^2T^{-2}
d'un volume		$ML^{-1}T^{-2}$
Coefficient de dilatation thermique	α	Θ^{-1}
Coefficient de conductivité thermique	λ	$MLT^{-3}\theta^{-1}$
Coefficient de transmission thermique	h	$MT^{-3}\theta^{-1}$
Viscosité dynamique	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Viscosité cinématique	ν	L^2T^{-1}

Nombres sans dimension

Δ = Dureté
N = Nombre de tours
γ = Coefficient polytropique (rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constants)
ε = Rapport de compression volumétrique
η = Rendement
μ = Coefficient de Poisson
$= \frac{E}{2G} - 1$
ξ = Excentricité relative
$\chi = \frac{C}{D} = \frac{\text{course}}{\text{alésage}}$
ψ = Jeu relatif entre arbre et logement
Ψ = Nombre de Sommerfeld

TABLEAU DES SIGLES UTILISES EN BIBLIOGRAPHIE

A. T. Z. - Automobiltechnische Zeitschrift.

C. I. M. A. C. - Congrès International des Moteurs à Combustion Interne.

F. I. S. I. T. A. - Fédération internationale des Sociétés d'Ingénieurs et Techniciens de l'Automobile.

G. A. M. I. - Groupement pour l'Avancement de la Mécanique Industrielle.

I. M. E. - Institution of Mechanical Engineers (Londres).

I. F. P. - Institut Français du Pétrole.

M. T. Z. - Motortechnische Zeitschrift.

S. A. E. - Society of Automotive Engineers (New York).

S. I. A. - Société des Ingénieurs de l'Automobile.

S. T. A. - Société des Techniciens de l'Automobile (Espagne)

U. T. A. C. - Union technique de l'automobile et du cycle.

V. D. I. - Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure.

Chapitre XIII

LES COUSSINETS

Les considérations présentées au chapitre IX sur les phénomènes de frottement et d'usure prennent toute leur importance à l'occasion des déplacements relatifs du vilebrequin par rapport à la bielle et par rapport au bâti-cylindres.

Dans les deux cas, mais néanmoins avec un caractère plus accentué pour le premier, on se trouve en présence de déplacements importants (environ 10 mètres par seconde) sous fortes charges.

Pour que le fonctionnement ait lieu sans usure, il faut et il suffit que le frottement soit parfaitement hydrodynamique ce qui implique :

Un dimensionnement suffisant des assemblages,
Une géométrie pratiquement parfaite des surfaces en regard,
Des états de surface relativement très poussés,
Une qualité d'huile convenable (penser à la variation de la viscosité en fonction de la température, elle-même fonction de la vitesse et de la charge régnant dans l'assemblage),
Un débit d'huile suffisant pour évacuer les calories nées des frottements au sein du coin d'huile.

Lors du lancement du moteur, le frottement hydrodynamique ne s'est pas encore établi : il importe, en conséquence, que les surfaces en regard possèdent des propriétés particulières en vue de minimiser à sec tant le coefficient de frottement que l'usure. Ces qualités sont impératives surtout pour l'assemblage bielle-maneton qui ne reçoit l'huile refoulée par la pompe qu'en fin de circuit de distribution. Elles n'en sont pas pour autant à dédaigner pour l'assemblage tourillon-bâti étant donné que les déformations soit du vilebrequin, soit du bâti sont souvent de nature à compromettre la géométrie du tourillonnement.

Dans le cas des moteurs Diesel on a coutume d'interposer des coussinets entre le vilebrequin d'une part et la bielle ou le bâti d'autre part. Un coussinet n'est, au total, pas autre chose qu'une semelle amovible.

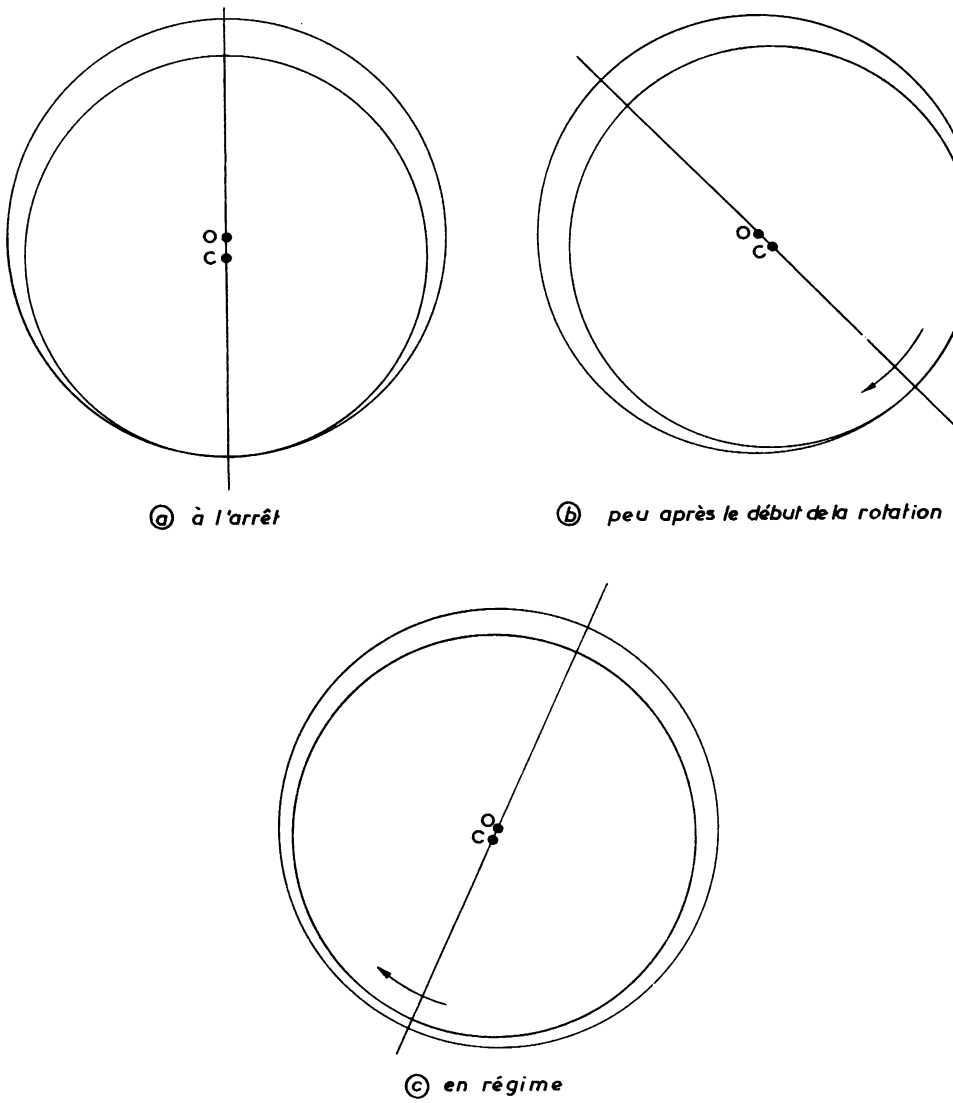


Fig. XIII. 1. - Positions de l'arbre dans son logement.

I.- CONSIDERATIONS GENERALES SUR LES ASSEMBLAGES TOURNANT SOUS CHARGE

A.- La géométrie et la cinématique de l'assemblage

Soit R le rayon du logement de centre O ;
Soit r le rayon de l'arbre de centre C ;
Soit ψ le jeu relatif $\frac{R - r}{r}$.

Au repos, l'arbre prend appui sur le logement par sa génératrice inférieure (fig. XIII. 1 a). Au début de la rotation l'arbre roule sur le logement en remontant en arrière du mouvement (fig. XIII. 1 b) jusqu'au moment où l'huile, présente du fait du jeu 2 (R - r), exerce une pression interfaciale suffisante pour séparer les deux pièces (cas de la figure IX. C. 5) ; à partir de ce moment l'arbre glisse et flotte par rapport au logement (fig. XIII. 1 c) car un coin d'huile s'est formé du fait de la différence des courbures de l'arbre et du logement et de la non-concordance de leurs centres.

Soit O et C les positions des centres à l'instant t. C se situe quelque part à l'intérieur d'un cercle de centre O et de rayon (R - r) = OH (fig. XIII. 2). Soit e = $\overline{OC}$ l'excentricité absolue et $\xi = \frac{OC}{OH} = \frac{e}{R - r}$ l'excentricité relative. La droite $\vec{CO}$ définit l'origine des angles. Pour un rayon d'ordonnée polaire φ, la distance entre l'arbre et le logement est :

$$h_\varphi = CE - CF = (R - r) + e \cos \varphi$$

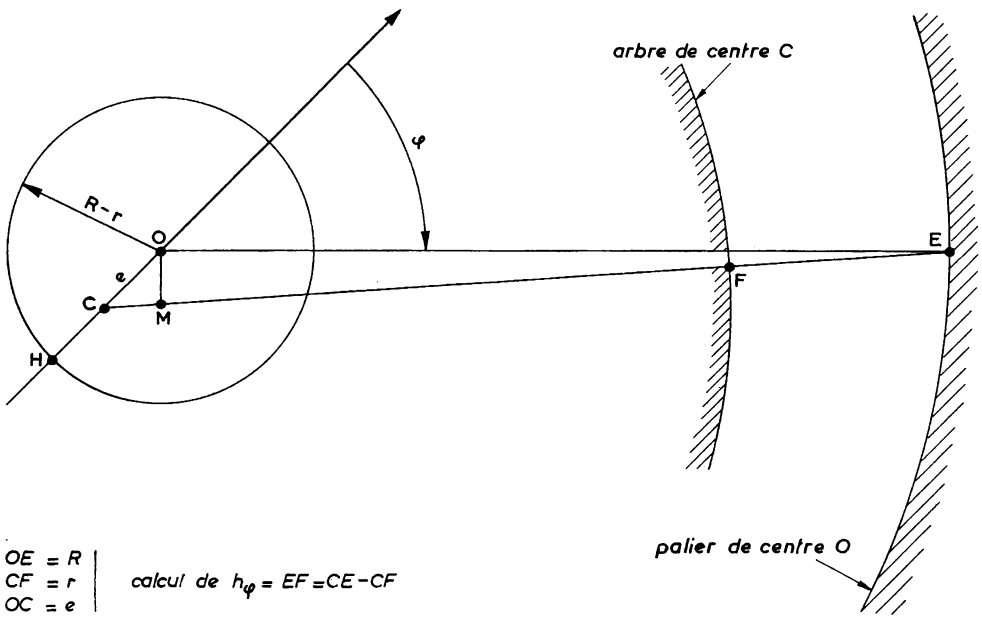
$$= r\psi \ (1 + \xi \cos \varphi)$$

Dans le cas présent, la formule fondamentale de Reynolds concernant le coin d'huile $\left(\frac{dp}{dx} = 6 \ \mu U \frac{h - h_0}{h^3}\right)$ devient, U étant égal à ωr et x à $r\varphi$:

$$\frac{\psi^2}{6 \mu \omega} \frac{dp}{dx} = f(\xi, \varphi)$$

Par intégration on obtient :

$$\frac{\psi^2}{6 \mu \omega} p_\varphi = f(\xi, \varphi_1, \varphi_2)$$



$OE = R$
$CF = r$
$OC = e$

calcul de $h_\varphi = EF = CE - CF$

De $\frac{OE}{\sin\widehat{OCE}} = \frac{CE}{\sin\varphi} = \frac{OC}{\sin\widehat{OEC}}$ on tire $h_\varphi = R\cos\widehat{OEC} - r + e\cos\widehat{OCE}$

En assimilant $\cos\widehat{OEC}$ à 1 et $\cos\widehat{OCE}$ à $\cos\varphi$ on simplifie en : $h_\varphi \simeq (R-r) + e\cos\varphi$

[si ε est la valeur en radians de l'angle $\widehat{OEC}$, cette approximation revient à négliger un terme en $\varepsilon^2\left(\frac{R}{2} + \varepsilon^2 + \ldots\ldots\right)$]

Fig. XIII. 2. - Détermination de l'épaisseur du film d'huile.

où φ_1 et φ_2 sont des limites d'intégration correspondant à la zone de poussée émanant du coin d'huile. La détermination de φ_1 et de φ_2 est impossible. Plusieurs spécialistes admettent d'ailleurs, plus ou moins empiriquement, que la réaction émanant de l'huile s'annule peu au-delà de la section du film correspondant au minimum de h (pour $\varphi = \varphi_0 + 2\pi$) et que, ensuite, peuvent naître des réactions négatives : la couche d'huile se romprait alors par introduction d'air et par vaporisation (fig. XIII. 3).

La position d'équilibre de C dépend, au total, d'un facteur sans dimensions $\Phi = \frac{\psi^2 \cdot P_s}{\mu \cdot \omega}$ dans lequel P_s est la pression spécifique à laquelle est soumis l'assemblage. Ce facteur, appelé Nombre de Sommerfeld ou coefficient de portance, caractérise l'assemblage. Si P_s est exprimé en kg/cm^2 et μ en centipoises $\Phi = 100 \frac{\psi^2 P_s}{\mu \cdot \omega}$, étant entendu que μ varie avec la température.

On note que lorsque ω croît en partant de O, les valeurs de ψ, P_s et μ étant finies, C décrit une circonférence de diamètre OC_0 (C est en C_0 pour $\omega = 0$; il serait en O pour $\omega = \infty$) (fig. XIII. 4). Pour une vitesse angulaire ω donnée, lorsque P_s croît)C s'éloigne de O.

Lorsque la vitesse de rotation croît et que la charge décroît, le nombre de Sommerfeld et l'excentricité diminuent (fig. XIII. 5) ; mais alors l'épaisseur du film d'huile augmente et l'arbre, cessant d'être bien guidé, devient sensible aux moindres perturbations extérieures, par exemple au moindre balourd : il s'ensuit un balancement de l'arbre dans le palier (un arbre de turbine cesse de tourner correctement dès que l'excentricité tombe au-dessous de $\chi = 0,7$; pour obtenir un guidage rigoureux des broches de machines-outils à rotation rapide, il faut utiliser des paliers spéciaux à plusieurs coins d'huile).

Diverses relations ont été proposées pour lier l'excentricité relative χ et le coefficient de portance Φ . Elles s'apparentent, pour la plupart, à une forme $\xi = 1 - K/\Phi$, K étant un nombre. Etant donné que l'épaisseur minimale du film d'huile h est, géométriquement, égale à (R - r) - e, c'est-à-dire à $(1 - \xi)\psi$. R, h , lequel est de l'ordre du micron, est donc finalement porportionnel à :

$$\frac{R \cdot \mu \cdot \omega}{P_s \cdot \psi}$$

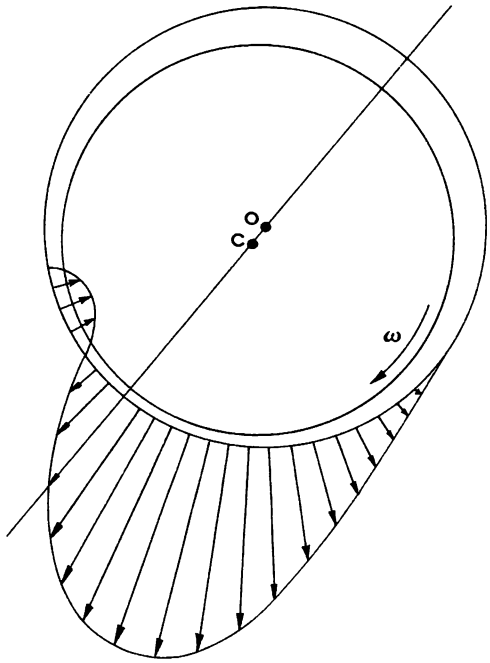
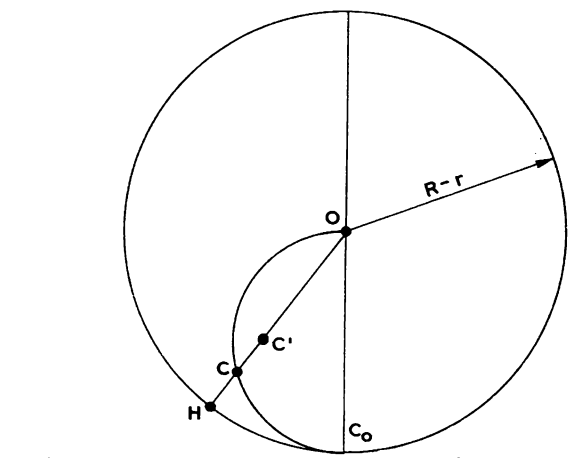


Fig. XIII. 3. - Pressions engendrées dans l'huile du fait de la rotation de l'arbre (Pressions représentées en coordonnées polaires, l'origine étant le cercle de centre O et de rayon R).

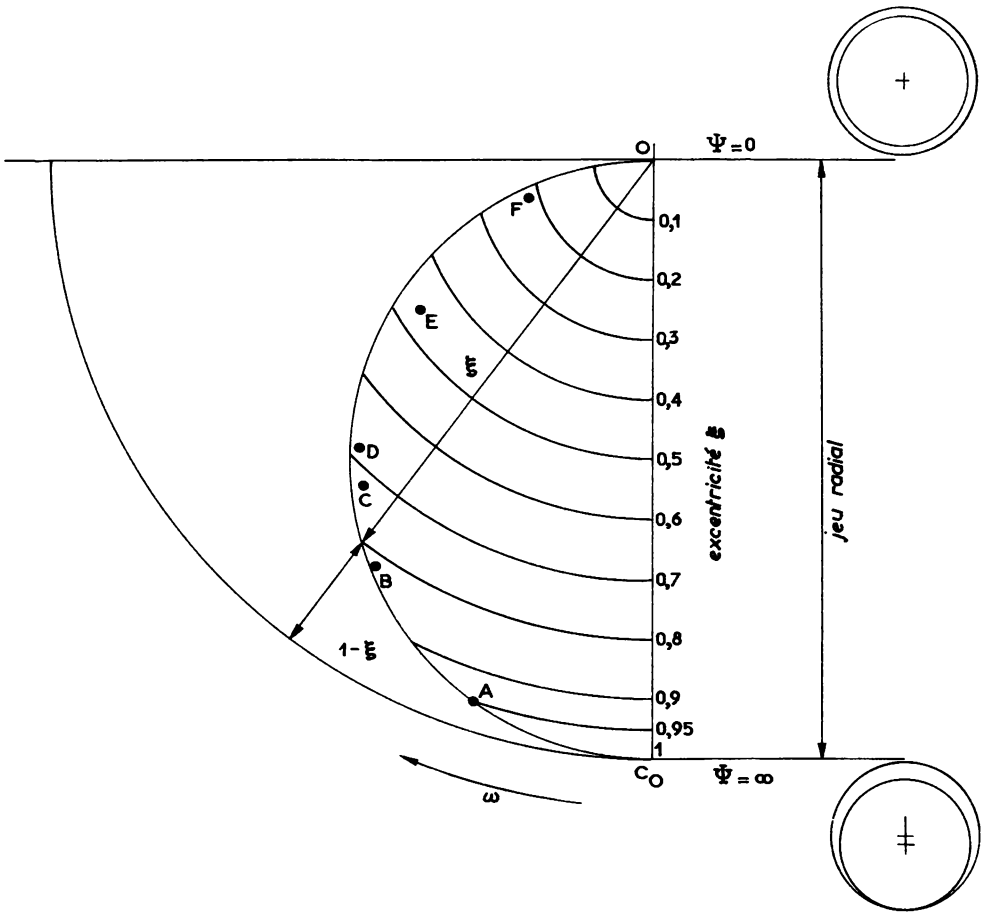


$\frac{OC'}{OH}$ = excentricité sous charge faible

$\frac{OC}{OH}$ = excentricité sous charge très forte

} pour ω donné

Fig. XIII. 4. - Position du centre de l'arbre.



position du centre de l'arbre	A	B	C	D	E	F
P_S kg/cm²	10,6	10,6	10,6	3,03	3,03	3,03
V m/s	2,1	13,8	25,4	5,4	13,8	32,4

Fig. XIII. 5. - Positions d'un centre d'arbre en fonction de la pression et de la vitesse.

(d'après STAHL und EISEN - 1957)

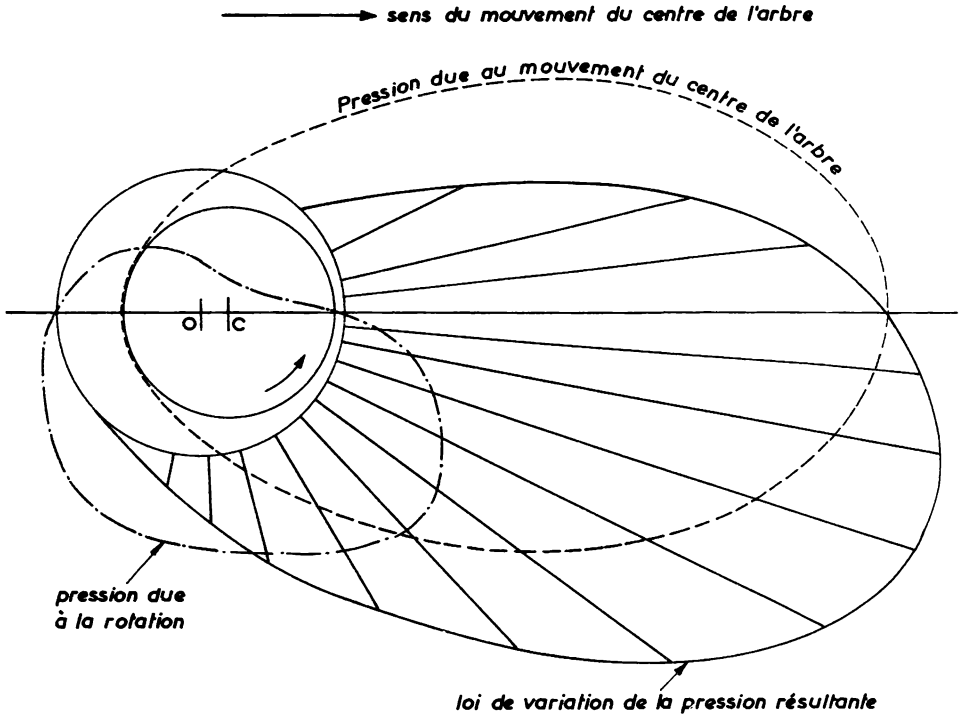


Fig. XIII.6. - Loi de variation de la pression dans un palier soumis à une charge variable, selon FRANKEL.

(de KLUSENER - M.T.Z., Avril 1957)

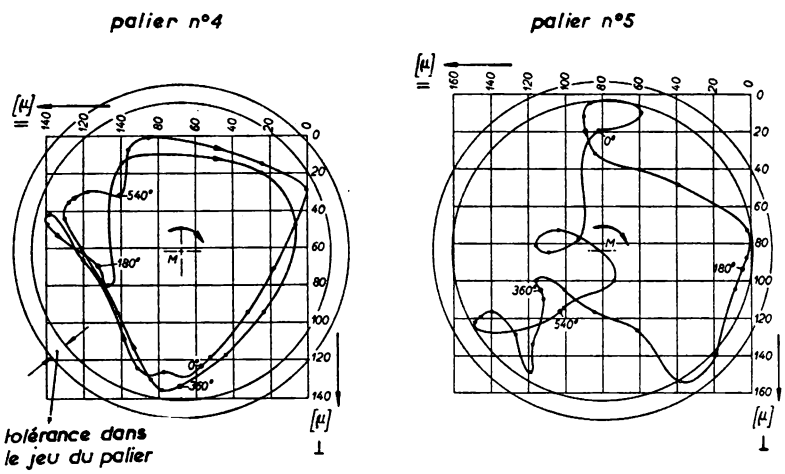


Fig. XIII.7. - Trajectoires de centre de tourillons de moteur à 4 temps 4 cylindres tournant à 450tr/mn (Diamètre du tourillon : 180 mm ; jeu du palier : 160 à 180 microns).

(de KLUSENER - M.T.Z., Avril 1957)

L'emploi de l'une de ces relations permet, théoriquement :

- Soit de calculer ψ pour obtenir une épaisseur h donnée ;
- Soit d'estimer avec quelle marge de sécurité est assuré le fonctionnement hydrodynamique, compte tenu de ce que la valeur limite de h est conditionnée par les états de surface du logement et de l'arbre et par leurs déformations en service.

Elle fixe les limites d'augmentation de la charge (puisque h diminue lorsque P_s croît) ou bien, à charge et jeu donnés, fixe les valeurs des états de surface à réaliser. L'amélioration de ceux-ci constitue, en fait, une opération extrêmement payante.

On note que cette formule souligne que :

- Pour le rodage des coussinets, il est préférable d'utiliser des huiles maintenues à basse température, d'atteindre aussi rapidement que possible la vitesse nominale à charge faible et d'augmenter progressivement la charge en surveillant de très près la température de l'huile ;
- Lorsque le moteur est usé, ψ est grand donc h a diminué et il peut devenir indispensable d'augmenter μ.

De toute façon,étant donné le changement de viscosité que le lubrifiant subit durant son passage au sein de l'assemblage du fait des variations de pression et de température qu'il y rencontre, il n'est pas possible d'effectuer un calcul exact de cet intervalle. On admet généralement que la somme des hauteurs des irrégularités de surface du palier et de l'arbre doit être inférieure à 0,4 fois la demi-valeur du jeu de palier.

Par ailleurs, il ne faut pas perdre de vue que tout ceci ne s'applique qu'au cas où la position est invariable, c'est-à-dire quand la direction et la grandeur de la charge sont invariables et lorsque la vitesse angulaire est constante. On ne peut donc utiliser cette théorie de la charge invariable dans le cas des moteurs.

L'étude théorique du comportement des paliers en régime variable est évidemment beaucoup plus compliquée. Fränkel, qui a étudié deux cas simples : celui où le centre de l'arbre se déplace suivant une trajectoire circulaire et celui où il oscille suivant une droite, est parti de l'idée que tout déplacement du centre de l'arbre engendre une pression qui se compose avec la pression due à la rotation de l'arbre (fig. XIII.6).

D'un ensemble de calculs, Jaumotte établit que pour un arbre qui

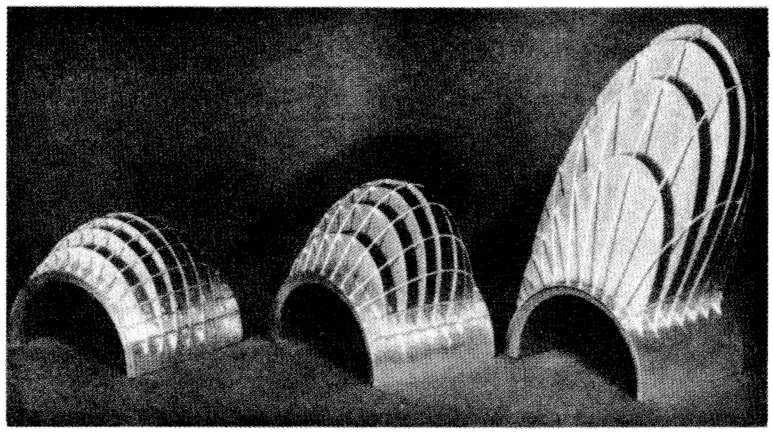


Fig. XIII. 8. - Représentation tridimensionnelle de la répartition des pressions dans un demi-palier cylindrique, pour diverses excentricités d'arbre.
(extrait de STAHL und EISEN - Septembre 1957)

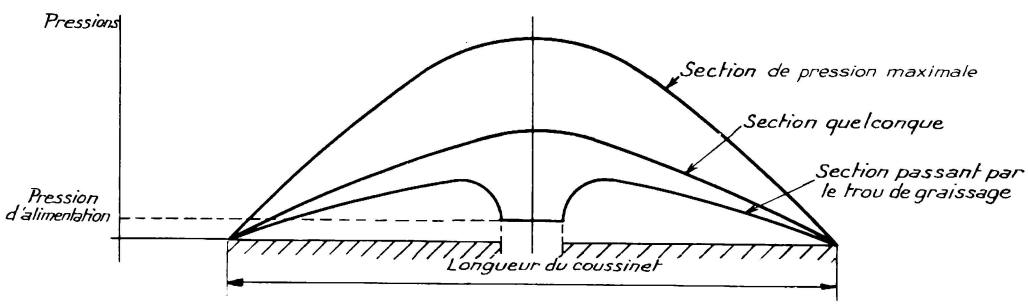


Fig. XIII. 9. - Répartition des pressions dans un coussinet.

n'est sollicité que par son poids et une force constante tournant à la vitesse de rotation de l'arbre (cas d'un arbre de turbine avec balourd) :

1) La position du centre de l'arbre dans son palier est influencée :
   Par la vitesse de rotation
   Par le rapport force tournante/poids ;

2) La fréquence de la trajectoire du centre de l'arbre est moitié de la vitesse de rotation ;

3) Une sollicitation radiale donnée se traduit par un déplacement du centre de l'arbre en quadrature et en avant de la direction de la sollicitation.

La déviation est d'autant moins importante que l'excentricité du palier est plus faible.

Le fonctionnement des moteurs Diesel a lieu à vitesses variables ; les charges appliquées y sont cycliquement variables ; ces variations sont d'amplitudes relatives moindres dans les tourillons que dans les manetons ; le vilebrequin constituant une poutre hyperstatique, les tourillons ne se déplacent pas librement dans les limites de l'excentricité définie par le fonctionnement hydrodynamique ; les déplacements des arbres sont tributaires de l'importance des vibrations de flexion ; au total les courbes du déplacement de l'arbre trouvées par Klusener sont beaucoup moins géométriques que celles calculées par Jaumotte (fig. XIII. 7).

B.- Dimensionnement de l'assemblage et débit d'huile

a) La réaction du coin d'huile

Dans toutes les sections droites de l'assemblage, les courbes des pressions formées dans le coin d'huile (fig. XIII. 8) ont la même allure parabolique mais les rayons polaires des sommets de parabole vont en décroissant de part et d'autre de la section droite médiane jusqu'à devenir nuls aux sections extrêmes de sortie (fig. XIII. 9), sections par lesquelles s'échappe l'huile du fait de gradient de pression dont elle est l'objet.

Les pressions maximales peuvent atteindre des valeurs très élevées et pratiquement indépendantes de la pression à laquelle l'huile est introduite dans l'assemblage ; c'est ainsi que dans les coussinets à bain d'huile où cette pression d'alimentation est nulle (cas des boîtes d'essieux de matériel ferroviaire par exemple) ces pressions atteignent

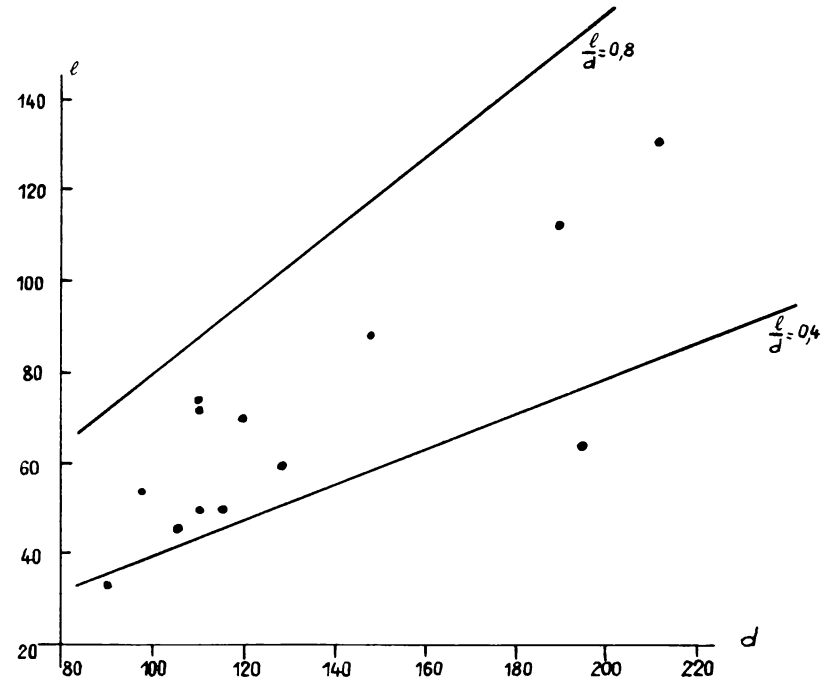


Fig. XIII. 10. - Quelques valeurs de $\frac{\ell}{d}$ des têtes de bielles de moteurs dont la vitesse de piston est supérieure à 8 m/s.

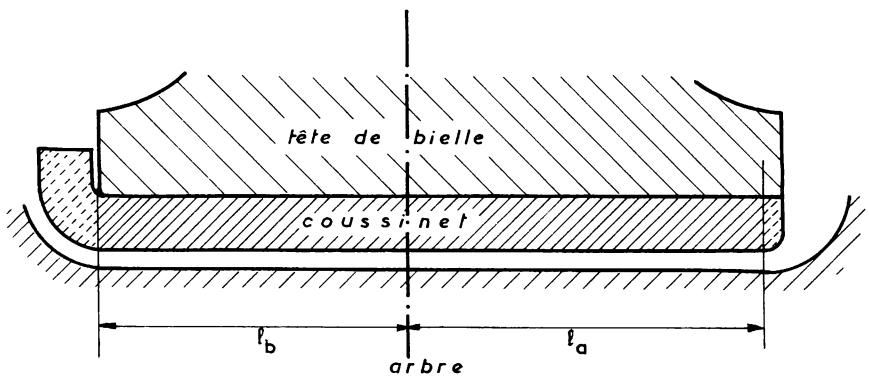


Fig. XIII. 11. - Longueurs ℓ_a et ℓ_b d'appui réel.

couramment 50 kg/cm^2. La pression d'alimentation, souvent appelée pression de graissage, n'intervient que pour assurer un débit d'huile suffisant pour évacuer les calories nées du frottement.

Notons que pour que ces pressions s'établissent au sein du coin d'huile il importe que le jeu fonctionnel (R - r) reste faible, donc que les surfaces en regard ne présentent aucune discontinuité voulue (rainures, pattes d'araignée surtout axiales) ou accidentelle (décollement superficiel).

Ces pressions sont fonctions :

1) Du jeu fonctionnel ;
2) De la vitesse de glissement ;
3) De la viscosité de l'huile (laquelle est fonction de la température). On conçoit donc combien il est dangereux, surtout pour les têtes de bielle, de fonctionner à plein couple et à basse vitesse lorsque la température d'huile est élevée, d'autant plus que le débit d'huile est alors moindre, la pompe de graissage étant généralement entraînée par le moteur ;
4) Du rapport $\frac{l}{d} = \frac{\text{longueur axiale de l'assemblage}}{\text{diamètre nominal de l'assemblage}}$. Ce rapport $\frac{l}{d}$ doit être compris entre deux limites :
   Une limite inférieure au-dessous de laquelle l'huile s'évacue trop facilement ;
   Une limite supérieure qui correspond à la flèche maximale que peut prendre l'arbre sans compromettre la continuité du film d'huile (rappelons que la flèche croît comme le cube de la longueur du palier).

Cette limite supérieure se situe en général au-dessus de 0,8 mais le souci de limiter la longueur des moteurs conduit pratiquement à ne jamais l'atteindre.

Il est, par ailleurs, prudent de ne pas descendre au-dessous de 0,4 sans avoir au préalable exécuté des essais sérieux sur maquette grandeur bien que Falz ait déterminé que, pour des matériaux durs, la valeur 0,3 était la plus favorable (fig. XIII.10).

La somme des pressions présentes dans le coin d'huile équilibre les charges externes auxquelles est soumis l'assemblage.

b) Le paramètre "charges sur l'assemblage"

Prenons le cas de la tête de bielle. La charge à laquelle elle est

soumise, à un instant donné, est la résultante de quatre efforts variables :

- Le poids de l'attelage (pratiquement négligeable dans le cas des moteurs rapides) ;
- Les efforts d'inertie des masses alternatives ;
- Les efforts centrifuges des masses en rotation ;
- L'effort moteur.

La résultante de ces efforts variant en direction et en intensité durant le cycle (cf.le diagramme polaire) l'assemblage est soumis à un effort d'intensité variable, la loi de variation étant fonction de la vitesse de rotation et du couple moyen fourni. Il peut arriver que certains secteurs de l'arbre ne connaissent pratiquement que des charges minimes : on y prévoit le débouché des canaux d'alimentation en huile ; dans le cas des tourillons, une alimentation en aval du coin d'huile s'oppose à l'aspiration d'air ; mais en contrepartie l'huile doit passer à travers toute la région à grand jeu avant d'être à même de faire œuvre utile sous forme de coin d'huile : une quantité importante d'huile peut ainsi être perdue, par suite des fuites latérales, et ne concourra que peu au refroidissement de l'ensemble.

Aussi préfère-t-on en général introduire l'huile sous pression à l'amont du coin d'huile.

Il est recommandé de considérer deux charges :

α) Celle qui, à bas régime, est due à la pression maximale de combustion. On en détermine une pression spécifique P_s par unité de surface projetée de l'assemblage :

$$P_s = \frac{\text{pression maximale des gaz} \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{\ell \cdot d}$$

ℓ étant la longueur <u>utile</u>, c'est-à-dire la longueur d'appui réel du coussinet tant dans l'alvéolage de la tête de bielle (ℓ_b) que sur l'arbre (ℓ_a) (fig. XIII.11) ;

d étant le diamètre du maneton, $d < 0,75\ D$ pour que la tête de bielle puisse sortir par l'alésage.

β) Pour les moteurs tournant à plus de 2 500 tours par minute, celle qui résulte des forces d'inertie à pleine vitesse et à charge nulle.

Dans le cas des moteurs en V à attelage du type bielle-biellette ou bielle à fourche, on ne manquera pas d'adopter comme masse alternative la somme des masses des deux têtes de bielle.

Dans tous les cas, il est recommandé dans l'état actuel de la technique de ne pas dans ces conditions dépasser 350 kg/cm^2 ; en aucun cas on ne dépassera 400 kg/cm^2.

Les matériaux antifriction, dont il faut meubler l'alvéolage pour souscrire aux impératifs du bon fonctionnement en frottement onctueux lors du lancement des moteurs, doivent être choisis tels qu'ils supportent ces pressions spécifiques.

Jusqu'à P_s = 200 kg/cm^2 - ce qui devient de plus en plus exceptionnel dans le cas des moteurs Diesel - on peut adopter des antifrictions à base d'étain, de plomb et d'antimoine, communément appelés régules blancs ; mais ces alliages résistent mal à la fatigue et aux températures.

En conséquence, on adopte systématiquement à l'heure actuelle des antifrictions (cuproplomb et, depuis peu, aluminium étain) plus résistants au double point de vue mécanique et thermique. Nous reviendrons plus loin sur les caractéristiques de ces antifrictions.

c) Le paramètre "vitesse"

La vitesse de glissement est $u = \frac{\pi d \,.\, N}{60}$ m/s.

Pour que le comportement de l'assemblage soit correct, il importe que cette vitesse soit comprise entre deux limites :

α) Limite inférieure. Si la vitesse est trop faible, la pression créée dans le coin d'huile est trop faible pour assurer le fonctionnement hydrodynamique. La figure XIII.12 fait apparaître la présence d'une vitesse critique voisine de 1 m/s. On conçoit tout le danger que présentent pour les coussinets les spectaculaires performances de reprises plein couple à basse vitesse. Le souci de limiter les dégâts de telles pratiques motive l'importance des études éxécutées dans le domaine des antifrictions.

β) Limite supérieure. Ainsi que nous l'avons évoqué à l'occasion du chapitre sur le frottement et l'usure, il existe une vitesse au-delà de laquelle le régime laminaire du coin d'huile paraît faire place à un régime d'une espèce toute différente.

Dans les conditions actuelles de la technique et compte tenu des pressions spécifiques adoptées, il semble que, pour des diamètres

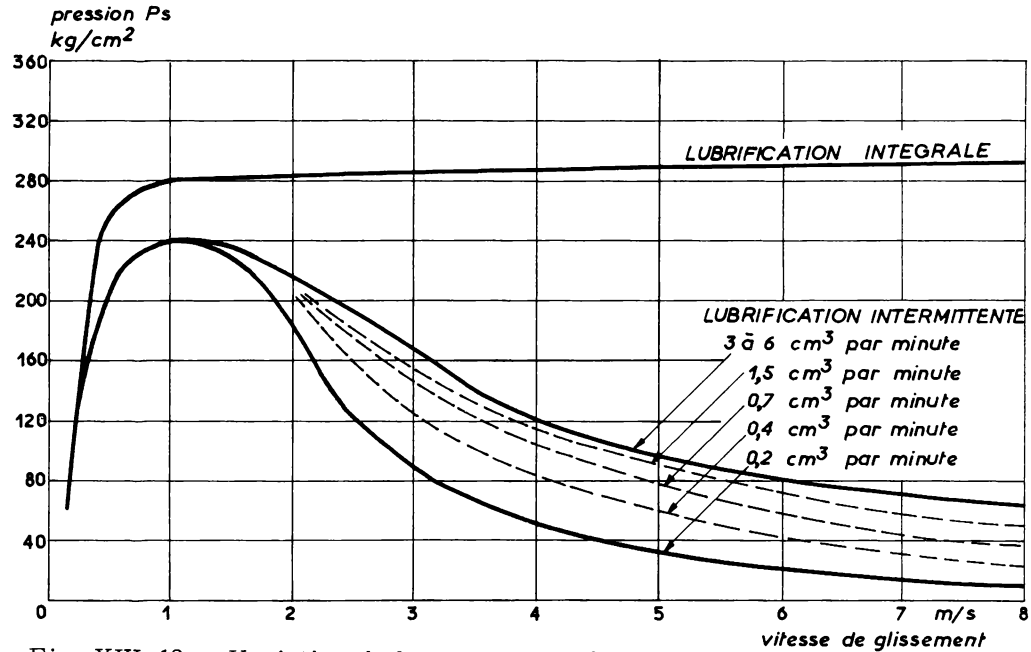


Fig. XIII. 12. - Variation de la portance en fonction de la vitesse de glissement pour diverses conditions de lubrification.

(d'après STAHL und EISEN - Août et Septembre 1957)

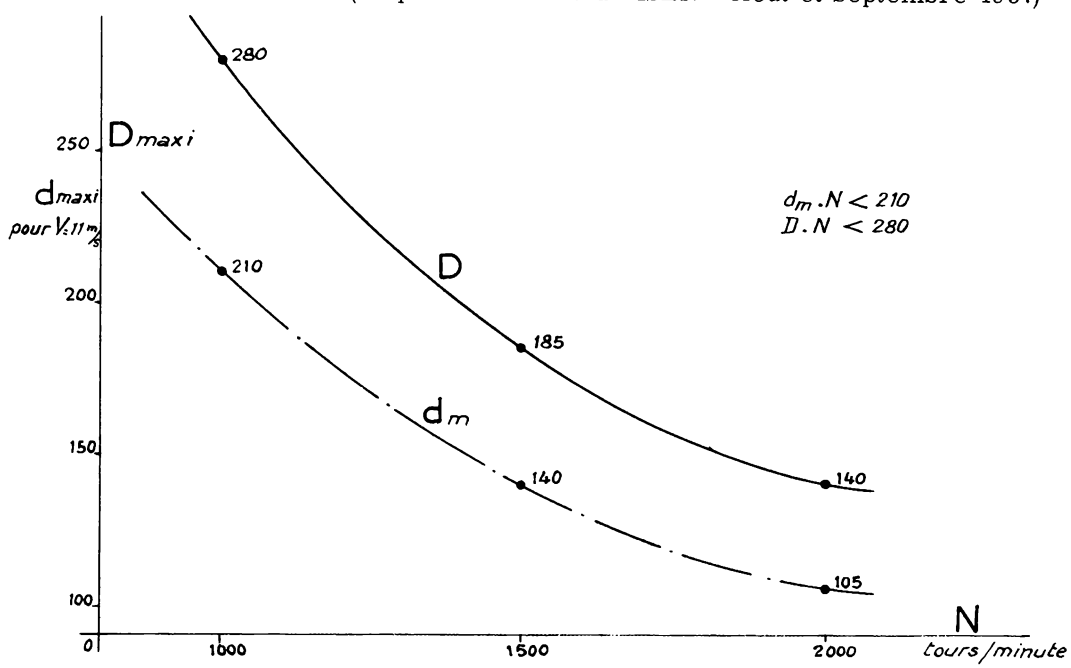


Fig. XIII. 13. - Valeurs limites du diamètre du coussinet et de l'alésage en fonction de la vitesse de rotation.

d'arbre compris entre 75 et 250, cette vitesse limite soit de l'ordre de 11 à 12 m/s (fig. XIII. 13).

Il apparaît que cette valeur limite semble croître lorsque le rapport ℓ/d décroît,ce qui tend à avaliser l'intérêt de la relation de Falz liant l'excentricité relative et le coefficient de portance en mettant en cause le paramètre ℓ/d :

$$\xi = 1 - \frac{1,04}{\Psi\left(1 + \frac{d}{\ell}\right)}$$

Entre ces deux limites, toute augmentation de la vitesse entraîne un accroissement de l'énergie dépensée par unité de temps au sein du film d'huile, donc un accroissement de la température de celui-ci, partant une diminution de la viscosité de l'huile avec tous les risques que cela comporte en ce qui concerne la position d'équilibre de l'arbre.

d) Le produit "charge x vitesse"

Les considérations ci-dessus ont incité certains techniciens à conférer une grande importance au produit (p . v). Ce facteur est de la dimension MT^{-3} ; il représente une densité de flux thermique, c'est-à-dire une quantité de chaleur traversant l'unité de surface par unité de temps. Il est donc intéressant du fait qu'il donne une idée de l'énergie produite dans un palier par le frottement au sein de l'huile ; mais il ne peut constituer une donnée fondamentale de son calcul.

p(kg/cm^2)	v (m/s)	p.v.	Température en °C
60	3,4	204	50
120	3,4	408	58
200	3,4	680	62
300	3,4	1 020	70
400	3,4	1 360	72
400	6,8	2 720	93
400	10,2	4 080	132

(Extrait de Revue Universelle des Mines, juin 1954.)

Les valeurs (p.v), ou dans le cas des grandes vitesses de rotation

le produit $\sqrt{pv^3}$, peuvent, tout au plus, servir d'indication en ce qui concerne l'importance du débit d'huile et la qualité des antifrictions à adopter. Il est recommandé de ne pas dépasser p v = 1 600 dans le cas des coussinets revêtus de cuproplomb.

Si le débit d'huile est insuffisant, la température croît, la viscosité de l'huile diminue et il peut arriver que pour certaines valeurs du diagramme polaire il y ait contact entre le coussinet et le maneton : on peut alors conférer à p v un critère d'usure.

Par ailleurs ce produit p v multiplié par le coefficient de frottement (que certaines relations empiriques lient au nombre de Sommerfeld) permet de calculer le frottement interne.

La réalité d'une relation physique, empiriquement déterminée, entre le coefficient de frottement et le nombre de Sommerfeld peut être démontrée en partant de considérations de mécanique générale.

e) Le couple de frottement

La condition de sécurité qui impose l'existence d'un film d'épaisseur minimale milite en faveur d'une viscosité élevée, donc d'un nombre de Sommerfeld faible.

Le souci du rendement optimal fait pencher en faveur d'une faible dissipation d'énergie interne donc d'une viscosité faible ; l'énergie de frottement interne à une pression et une vitesse données dépend, en plus des valeurs de ces deux paramètres :

- Du diamètre de l'arbre ;
- Du jeu relatif ;
- De la longueur du palier ;
- De la viscosité du lubrifiant.

En raison de sa rotation l'arbre de centre C est soumis à un couple résistant $\mathscr{C}_a$, couple de frottement dû à la viscosité du lubrifiant. Le palier de centre O est également soumis à un couple $\mathscr{C}_p$, de sens opposé à $\mathscr{C}_a$ et qui est transmis par le lubrifiant (fig. XIII. 14).

Les deux couples $\mathscr{C}_a$ et $\mathscr{C}_p$ ne sont pas égaux. L'action des forces agissant sur le palier se réduit en O à :

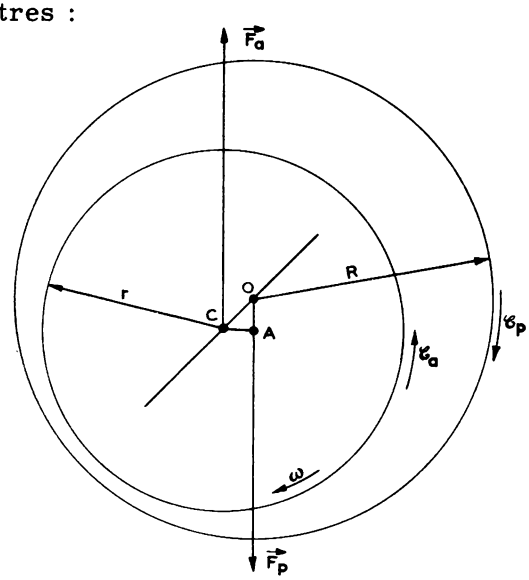


Fig. XIII. 14. - Forces et couples agissant sur un ensemble arbre tournant et coussinet.

1) Une force $\vec{F}_p$ qui est la somme géométrique :
   De la résultante des forces élémentaires de frottement sur la surface ;
   De la résultante des forces élémentaires de pression, perpendiculaires à ladite surface.
2) Un couple $\mathcal{C}_p$ s'exerçant dans le sens de rotation de l'arbre.

L'action des forces agissant sur l'arbre se réduit en C à :
1) Une force $\vec{F}_a$ qui est la résultante des forces de même nature que celles agissant sur le palier ;
2) Un couple $\mathcal{C}_a$ s'exerçant en sens inverse du sens de rotation de l'arbre.

La résultante générale des forces et le moment résultant des couples par rapport à C sont nuls ; donc :

$$|\mathcal{C}_a| = |\mathcal{C}_p| + |\vec{F}_p \cdot CA|$$

Par ailleurs l'arbre étant en équilibre au sein du palier :

$$|\vec{F}_p| = |\vec{F}_a| = \vec{F}$$

Donc la différence ($\mathcal{C}_a - \mathcal{C}_p$) des couples de frottement sur l'arbre et sur le palier est égale au moment par rapport au centre de l'arbre de la charge supposée appliquée au centre du palier.

C A croît lorsque ξ décroît, tout au moins jusqu'à $\xi = 1/4$, ce qui est le cas de toutes les applications industrielles ; en conséquence, et en vertu de la relation entre ξ et Ψ, C A croît lorsque Ψ décroît, c'est-à-dire lorsque la viscosité μ croît.

Cette différence entre $\mathcal{C}_a$ et $\mathcal{C}_p$, qui se traduit par de l'énergie calorifique produite dans l'assemblage, varie en fonction de la charge, de la vitesse, de la viscosité et du nombre de Sommerfeld conséquent.

f) Evacuation par l'huile de l'énergie calorifique interne

Cette production d'énergie se traduit par une élévation de la température des surfaces d'autant plus importante que le débit d'huile assuré par la pompe de graissage est plus faible (fig. XIII.15).

Si le débit réel dans l'assemblage est la somme de deux constituants - à savoir le débit fourni par la pression d'alimentation et le débit produit par le gradient de pression au sein de l'assemblage, ce dernier étant fonction du nombre de Sommerfeld et du rapport ℓ/d -

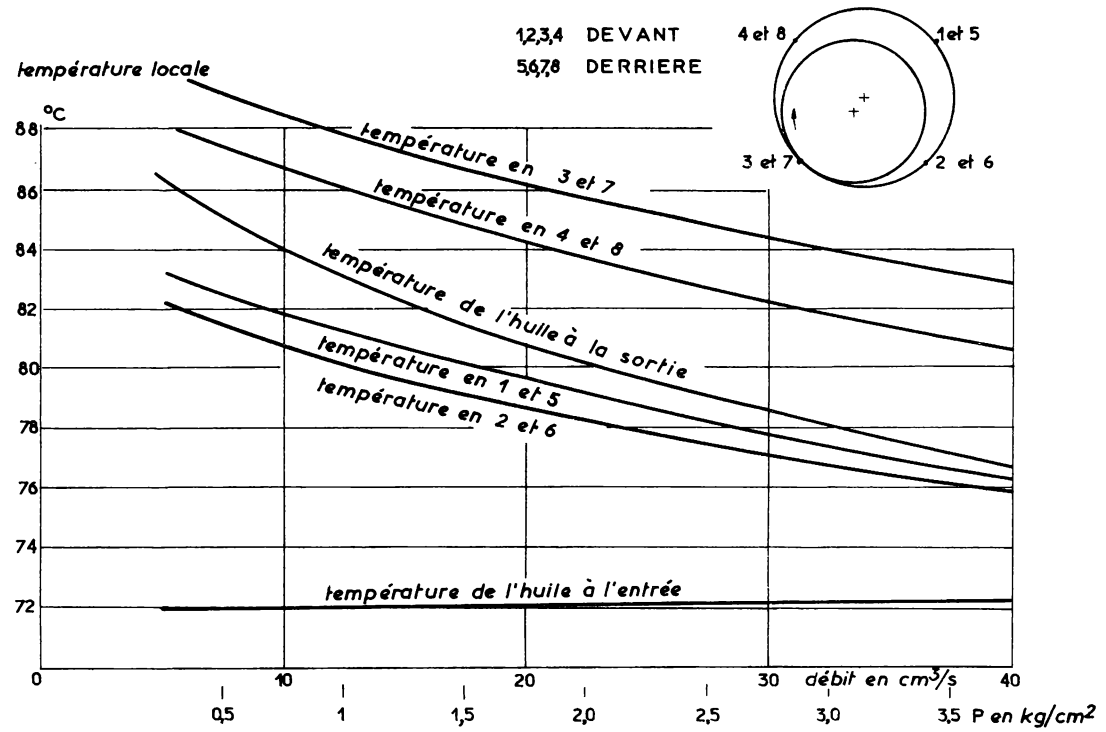


Fig. XIII. 15. - Températures du palier et de l'huile en fonction du débit de l'huile (ou de la pression d'alimentation).

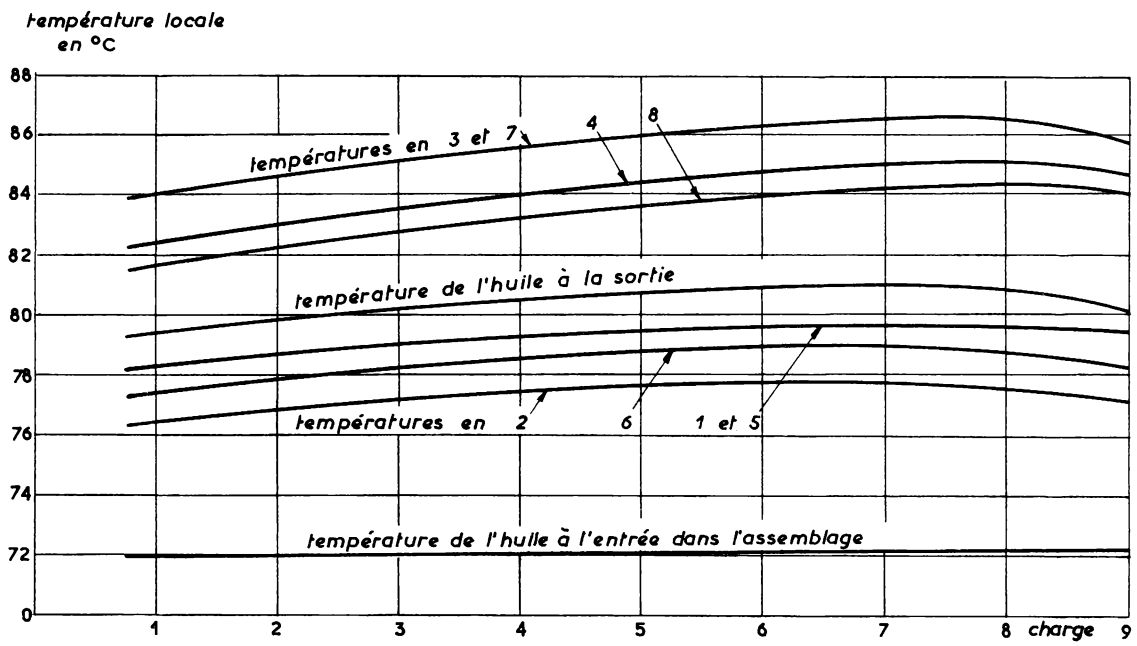


Fig. XIII. 16.- Températures du palier et de l'huile en fonction de la charge.
(d'après KLUSENER - M.T.Z., Avril 1957)

en réalité ce débit total varie surtout en fonction de la pression d'alimentation et très peu en fonction de la charge sur l'assemblage (fig. XIII.16) et, pour une pression d'alimentation donnée, pratiquement pas avec la vitesse de rotation de l'arbre.

Il va de soi que l'influence de la température de l'huile sur le débit est considérable et ce d'autant plus que l'index de viscosité de l'huile est plus faible. Les débits d'huile variant sensiblement en raison inverse de la viscosité moyenne de l'huile entre l'entrée et la sortie du palier, il s'ensuit qu'une augmentation donnée de la température de l'huile à l'entrée dans le palier n'entraîne qu'une augmentation environ trois fois moindre de la température du palier ; on se trouve en présence d'un phénomène auto-ajusté.

Dans le cas des têtes de bielle, la force centrifuge qui s'exerce sur l'huile dans les manivelles du vilebrequin produit une pression supplémentaire proportionnelle au carré de la vitesse de rotation ; si la pression ainsi acquise ne compense pas au ralenti les pertes de charge dans les canalisations dudit vilebrequin on constate par contre à la vitesse nominale une pression résultante presque toujours nettement supérieure à celle de l'huile entrant aux paliers du vilebrequin.

Du fait de l'ignorance fondamentale où l'on se trouve à l'égard des interdépendances entre les divers paramètres directeurs du fonctionnement de l'assemblage (arbre - logement), il est impossible, même en régime continu, de déterminer a priori le débit d'huile nécessaire et suffisant pour en assurer le fonctionnement optimal ; on conçoit que l'empirisme total soit de règle dans le cas d'un moteur alternatif à vitesse et à couple variables.

II. - DETERMINATION PRECISE DU COUSSINET

A. - Dimensions

Les impératifs de fonctionnement en régime onctueux (lors du lancement) ou en régime hydrodynamique imparfait (plein couple à basse vitesse ou, le cas échéant, survitesse) conduisent à interposer entre le logement et l'arbre en acier un matériau à faible frottement n'ayant pas tendance à former une combinaison métallique par filiation.

Pour faciliter l'entretien et diminuer le prix de revient de la rénovation de ce matériau après usure, il est indiqué de le placer sur un support facilement amovible.

Un coussinet est donc constitué par une couche d'antifriction fixée

sur une coquille-support en acier doux laquelle est serrée dans le logement.

Etant donné que, quelle que soit la qualité du contact coquille-logement, l'échauffement du logement est moindre,la dilatation due à la chaleur qui a pris naissance dans le frottement tend à serrer le coussinet sur l'arbre. Pour compenser cette diminution, il faut donc prévoir un jeu supplémentaire de sorte que le jeu de montage se compose du jeu en service et du jeu supplémentaire. On admet que la grandeur du jeu en service entre arbre et coussinet doit être de l'ordre de :

$$0,8\,\frac{d_{mm}}{1\,000}\left[\sqrt[4]{u\ (m/s)\ .\ \frac{\ell}{d}}\right].\ A$$

A étant un coefficient minorant dans le cas de coussinets à régules blancs et majorant dans le cas de coussinets à cuproplomb.

Ce jeu est suffisant pour que la continuité du film d'huile reste assurée à chaud sans toutefois permettre de trop importantes fuites latérales d'huile chaude. Il ne faut pas perdre de vue que par surcroît un jeu excessif risque de provoquer, en l'absence de frottement hydrodynamique, un martèlement de nature à détériorer l'antifriction.

En pratique, les jeux diamétraux observés pour des vitesses périphériques de 8 à 10 m/s et pour des moteurs dont l'alésage est compris entre 100 et 200 sont les suivants :

	Métal blanc	Cuproplomb	
Tête de bielle	0,08 à 0,10	0,13 à 0,15	$\left.\right\} \cdot \frac{d}{100}$
Palier (si bâti fonte)	0,10 à 0,12	0,15 à 0,18	

Le jeu latéral du coussinet de butée doit être :

$$J_\ell \simeq 0,2\,\frac{d}{100}$$

Les valeurs des jeux ci-dessus peuvent diminuer avec l'épaisseur des garnitures et doivent augmenter avec la température de fonctionnement.

Lorsqu'une décision a été prise en ce qui concerne le jeu moyen à l'état neuf, il est indispensable de déterminer, compte tenu des tolérances adoptées, ce qu'il adviendra lorsque l'arbre et l'épaisseur

du coussinet seront à la tolérance maximale, le diamètre de l'alésage de la cage étant à la tolérance minimale, boulons serrés.

En particulier, il faudra vérifier, dans ces conditions, l'alignement du vilebrequin dans le bloc-cylindres.

Le jeu maximal possible peut alors être calculé en se basant sur les tolérances choisies pour l'usinage de chacune des trois pièces et, en fait, les valeurs de ces tolérances pourront seulement alors être fixées.

Il faut ensuite s'occuper de la longueur développée de la coquille du coussinet. On ne peut être critiqué de donner trop d'importance à cette question.

Cette longueur développée doit conduire à un serrage du coussinet dans la cage. Ce serrage est indispensable :

1) Pour éviter que le coussinet, entraîné par la rotation de l'arbre, ne tourne dans la cage ;

2) Pour conférer au coussinet une contrainte statique dans le sens des fibres qui, par analogie avec le diagramme de Goodman, permette que, sous les sollicitations transverses, les contraintes extrêmes restent positives et supérieures à la valeur découlant de 1.

Il faut, pour cela, tenir compte des tolérances sur les diamètres des cages et faire en sorte que la longueur circonférentielle des coquilles soit telle que, dans tous les cas, cette longueur soit supérieure à la longueur circonférentielle intérieure des cages, compte tenu des tolérances sur la longueur développée des demi-coquilles et de la contraction provoquée sur celle-ci par l'effort de serrage.

On s'assurera donc tout d'abord que, lorsque l'alésage de la cage est maximal et la longueur développée des deux demi-coquilles minimale, il y a encore serrage ; ensuite que lorsque les tolérances sont à l'opposé, il n'y a pas serrage exagéré risquant de provoquer une déformation des coquilles et un pinçage aux coupes des demi-coquilles.

On peut tabler sur le fait que le serrage du coussinet dans la cage doit provoquer dans le coussinet une contrainte de compression de 10 à 15 kg/mm^2. Dans ces conditions, le dépassement de la longueur développée du coussinet à l'état libre par rapport à la longueur de la cage est d'environ :

$$(0,10 \pm 0,01)\frac{d}{100}$$

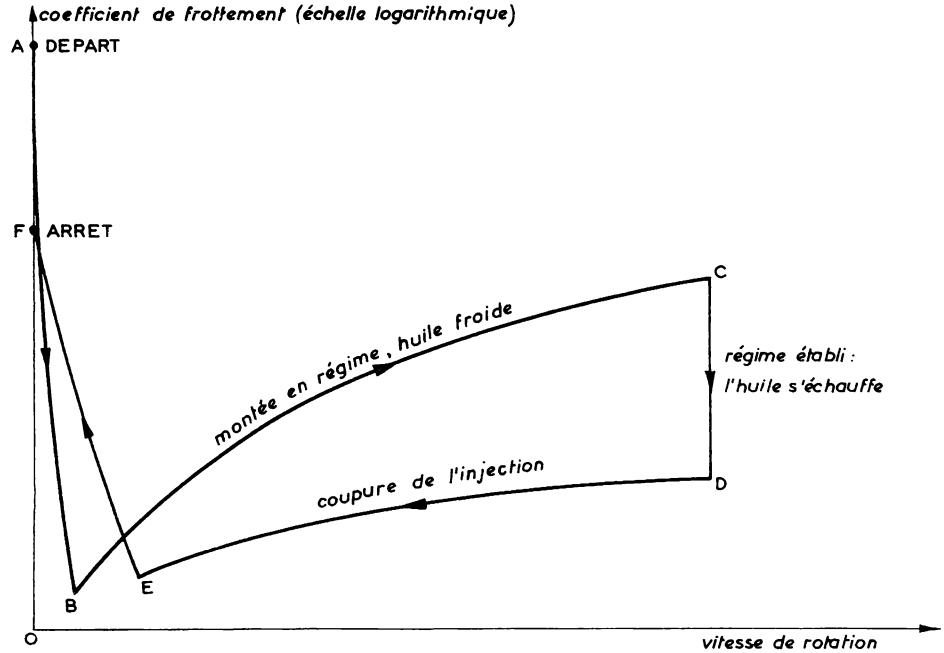


Fig. XIII. 17. - Variation du coefficient de frottement en fonction du cycle de fonctionnement du moteur.

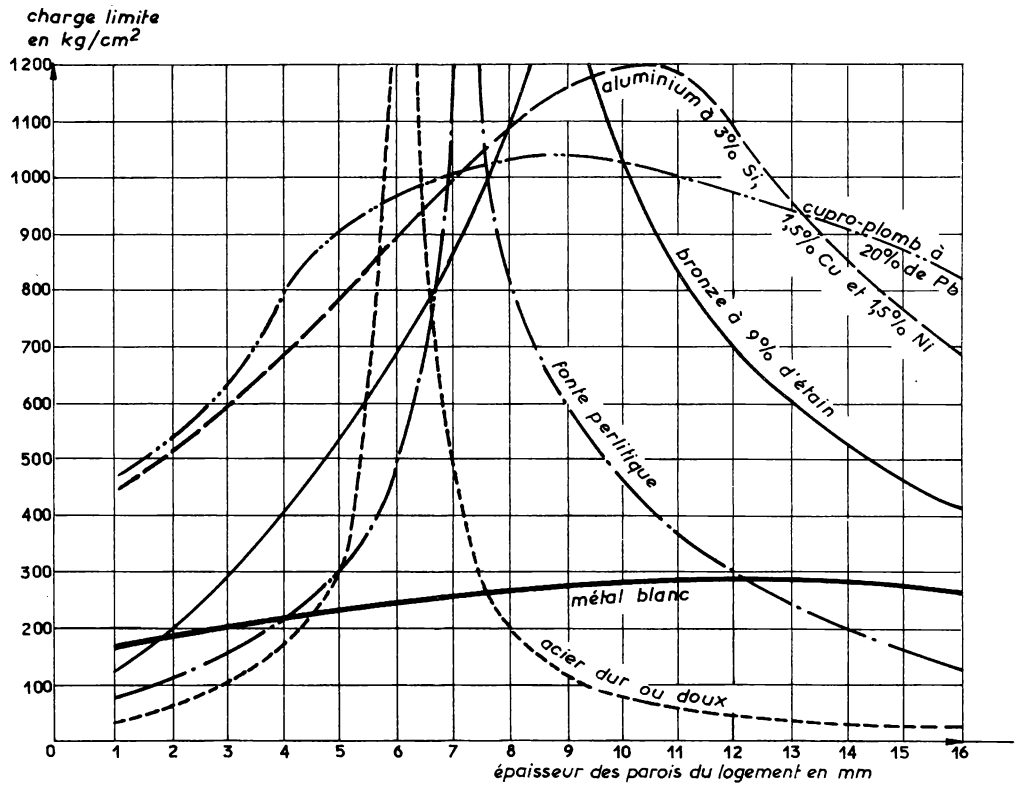


Fig. XIII. 18. - Variation de la charge limite des matériaux pour coussinets en fonction de la résistance du logement de palier (Diamètre et longueur du palier : 50 mm ; vitesse de glissement : 7, 85 m/s ; lubrification à circulation forcée).

(d'après STAHL und EISEN - Août et Septembre 1957)

On confiera ensuite l'étude de la fabrication du coussinet fini à un spécialiste et on déterminera avec lui les conditions de vérification.

B. - Choix du matériau antifriction

Le choix d'un antifriction ne poserait pas de problème technique sérieux :

- Si le matériau ne devait pas être l'objet de déformations élastiques et plastiques d'origines mécanique ou thermique ;
- Si les surfaces du coussinet et de l'arbre étaient parfaitement lisses et toujours séparées par un film d'huile ne contenant ni produits corrosifs ni particules érodantes.

Malheureusement, de telles conditions sont pratiquement irréalisables car :

Le coussinet se déforme ;
L'arbre fléchit ;
L'huile, parfois absente, n'est pas toujours propre ni suffisamment visqueuse ;
Les états de surface ne peuvent être idéalement lisses.

La détermination de la qualité de l'antifriction est donc un problème délicat.

Pour bien situer l'importance de ce choix, considérons un moteur sujet à des lancements fréquents et figurons-en le comportement de l'un de ses paliers en examinant la variation du coefficient de frottement dans le temps en fonction de la vitesse de rotation (fig. XIII. 17).

Partant du point figuratif A on atteint en B le régime transitoire huile froide, entre régime onctueux et hydrodynamique. De B à C on se trouve en régime hydrodynamique huile froide puis, l'huile s'échauffant, on atteint D. Lorsqu'on coupe l'injection de combustible, on atteint en E le régime transitoire huile chaude. A partir de ce moment, le frottement qui va en croissant freine l'énergie des masses en mouvement qui s'immobilisent en F. Il importe donc que, dans un moteur soumis à arrêts et lancements fréquents, le contact direct entre arbre et coussinet qui se produit entre A et B et entre E et F ne provoque pas une usure de nature à modifier la forme du palier. Le choix du matériau de revêtement du coussinet est donc d'une importance primordiale, surtout si le moteur est parfois appelé à freiner la charge qu'il a entraînée.

Quel que soit le type d'antifriction choisi, il ne peut être question d'éliminer l'usure ; on doit se contenter de chercher à la réduire.

Il faut noter que durant les premières heures qui suivent la mise en service l'usure se complique souvent d'un fluage de l'antifriction sous l'effet de la charge ; cette déformation plastique diminue par la suite plus ou moins rapidement suivant le type d'antifriction mais il semble bien que, même avec les cuproplombs, elle ne s'annule jamais.

Considérons maintenant le fonctionnement en régime hydrodynamique. Si les deux surfaces en présence sont plus dures que les poussières véhiculées dans l'huile, l'usure est très faible. Si les surfaces tout en étant moins dures que les poussières sont de duretés différentes entre elles, les poussières s'incrusteront dans la surface la moins dure, y constitueront une association du type papier de verre et useront la surface la plus dure tant qu'elles n'auront pas été complètement enrobées dans le matériau le moins dur. En conséquence toute diminution d'épaisseur de la couche incrustable ainsi que toute augmentation de dureté de celle-ci doivent entraîner une amélioration de la filtration de l'huile. La pratique confirme bien que, en régime hydrodynamique, c'est l'arbre qui s'use et non pas le coussinet et que plus faible est la différence des duretés entre l'arbre et l'antifriction plus forte est l'usure de l'arbre. L'expérience tend à faire recommander que cette différence soit supérieure à 100 Brinell. Les coussinets durs résistant aux pressions spécifiques élevées exigent donc des arbres durcis. Notons que la dureté à retenir pour le coussinet est celle de son constituant le plus dur : il importe donc de recourir à des essais de microdureté.

Les caractéristiques auxquelles doit répondre le matériau d'apport sont les suivantes :

a) Aptitude à adhérer à la coquille. L'adhérence dépend entre autres données du retrait de l'antifriction à la coulée ; un fort retrait tend à faire détacher la garniture d'antifriction de son support.

b) Résistance à la compression et à la fatigue à la température de fonctionnement. Pour des coussinets très chargés (ou mal chargés du fait de mauvaise portée ou de déformation de cage) on observe très souvent que des fissures ayant pris naissance à la surface de la garniture cheminent vers la coquille ; lorsqu'elles atteignent cette dernière, elles se poursuivent derrière l'antifriction qui se détache en pavé de mosaïque. Le phénomène une fois démarré s'accélère souvent de lui-même, le film d'huile disparaissant rapidement.

Ces ruptures ne sont pas des ruptures par fragilité mais des ruptures de fatigue.

La déformation de la cage influant sur la charge admissible,

il s'ensuit que celle-ci varie avec la forme du palier (fig. XIII. 18).

On y remarque, entre autres choses, que les cuproplombs sont plus influencés que les alliages blancs par le type de palier : aussi est-il recommandé de leur ménager un jeu au montage supérieur.

c) Faible module d'élasticité pour permettre les déformations élastiques sous charge.

d) Limite élastique suffisamment élevée pour supporter chocs et charges sans subir de déformation permanente, suffisamment faible pour se déformer localement en cas d'un léger désalignement ou pour absorber un corps étranger.

On conçoit qu'un compromis acceptable entre les exigences b), c) et d) soit souvent difficile à trouver ; en effet :

- La résistance à l'usure, à la fatigue et au choc impose un métal dur;
- La plasticité demande un métal mou.

La solution générale incite donc en l'absence de matériau résistant suffisamment ductile à rechercher des matériaux composés :

D'un constituant dur : combinaison { étain + antimoine ; cuivre + antimoine ; cadmium + nickel ; cuivre + étain

Et d'un constituant mou { plomb ; étain ; cadmium ; ou des alliages de ces métaux.

e) Faible tendance à adhérer sur le métal du vilebrequin. La chaleur dégagée par le contact métal sur métal entraîne fusion de l'antifriction ou grippage. Il importe que le métal ayant fondu n'ait pas tendance à adhérer sur l'arbre : il faut pour cela que les deux métaux en contact ne puissent s'allier (exemple : l'argent ne grippe pas sur l'acier, constatation qui fut à l'origine du succès du canon français de 75 ; intérêt des vilebrequins nitrurés) ou que soit présent un élément, tel que le plomb, qui s'oppose à la filiation.

Malheureusement, en général, l'antifriction qui présente une grande résistance au grippage ne possède qu'une faible résistance à la fatigue et inversement.

On conçoit par ailleurs l'intérêt que présentent d'autres facteurs tels que :

- La mouillabilité (désavantage du chrome à cet égard)
- La conductibilité thermique.

f) La mouillabilité. La mouillabilité, ou aptitude à retenir le film d'huile, se caractérise par l'affinité du lubrifiant pour le métal, affinité qui est fonction de la tension superficielle du lubrifiant et des états structural et géométrique de la surface du métal.

Les alliages blancs, à base d'étain ou de plomb, possèdent à un haut degré cette indispensable qualité ; elle leur permet d'excellentes performances en dépit de la fâcheuse qualité de l'étain à coller au vilebrequin.

Il semble bien que cette affinité soit due au fait que le métal réagit superficiellement avec les acides gras contenus dans l'huile pour donner un film monomoléculaire de savon solide et adhérent qui à son tour accroche le lubrifiant. Les métaux qui réagissent le plus aisément donnent en régime onctueux les plus faibles coefficients de frottement. On sait d'ailleurs depuis déjà longtemps que pour améliorer les qualités lubrifiantes d'une huile il faut lui incorporer des produits attaquant les métaux.

g) Conductibilité thermique. Il y a intérêt à ce que les échanges thermiques entre la surface de l'intérieur du coussinet et le corps du logement soient favorisés au maximum ; pour cela il importe évidemment que le contact entre la coquille du coussinet et le logement soit aussi parfait que possible (bon fini de surface, pas de graisse) et que le coefficient de convection thermique entre huile et antifriction soit aussi faible que possible, le coefficient de conductibilité thermique de l'antifriction étant par contre aussi élevé que possible. Notons tout de suite l'intérêt dans ce domaine des cuproplombs revêtus d'une mince couche de régule blanc.

Il est également indiqué de rechercher une antifriction dont la chaleur spécifique soit élevée.

h) Résistance à la corrosion par l'huile de graissage. La température, génératrice d'oxydation de l'huile, est le facteur déterminant de la corrosion et il semble que ce soient les peroxydes organiques formés qui attaquent les métaux, en particulier le cuivre.

Si le refroidissement de l'huile constitue donc le moyen le plus efficace de combattre la corrosion, il est néanmoins intéressant d'en limiter l'action par addition d'antioxydants dans l'huile : les phosphates paraissent présenter une action spécifique à l'égard de la corrosion du cuivre, les sulfites à l'égard de celle du plomb.

Tout moyen mis en œuvre pour empêcher le contact huile-cuivre est à recommander.

i) Prix. Le prix est fonction non seulement de la valeur des composants mais aussi, et surtout, de la facilité de mise en œuvre et du pourcentage des rebuts.

°°°

Au point de vue strictement technique, un métal pour coussinet est donc jugé tant d'après ses qualités de glissement que d'après ses qualités de résistance : il n'existe pas, à l'heure actuelle, de matériau possédant à 100 % ces deux qualités tout en étant bon conducteur thermique. Dans le cas des moteurs Diesel, on peut acter que la résistance à la fatigue est la propriété déterminante. Pour en juger, il importe de tenir compte non seulement des facteurs fondamentaux (vitesse, pression, température) mais aussi de l'amplitude, de la fréquence et de la vitesse des variations de ceux-ci, de la qualité de la lubrification, de la perfection géométrique de l'assemblage, ...

1.- Matériaux présentant de bonnes qualités de glissement : les régules blancs

La structure en est formée de deux phases (fig. XIII.19) :

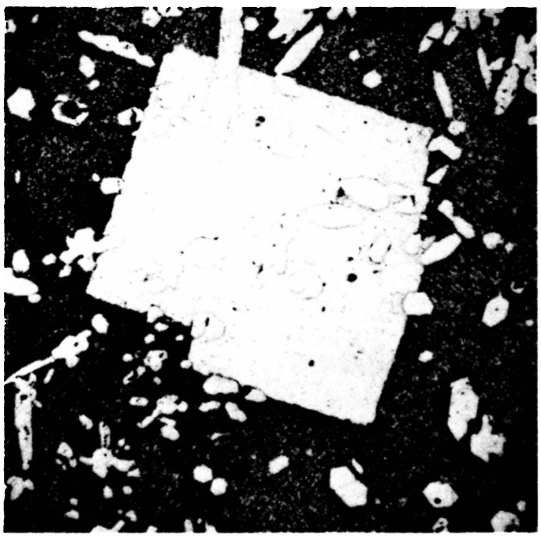
- L'une, de faible dureté et de grande plasticité, constituée :
  - Soit par un métal pur (plomb, étain)
  - Soit par un alliage de deux métaux entièrement miscibles à l'état liquide (solution solide à composition quelconque ou eutectique selon que les métaux en question sont, ou non, entièrement miscibles à l'état solide).

- L'autre, d'assez grande dureté, constituée :
  - Soit par un métal pur
  - Soit par une combinaison métallique (cas où il existe entre deux métaux - par exemple étain et antimoine ou cuivre et antimoine - une combinaison d'une composition particulière équivalente à un corps pur et se solidifiant à une température déterminée).

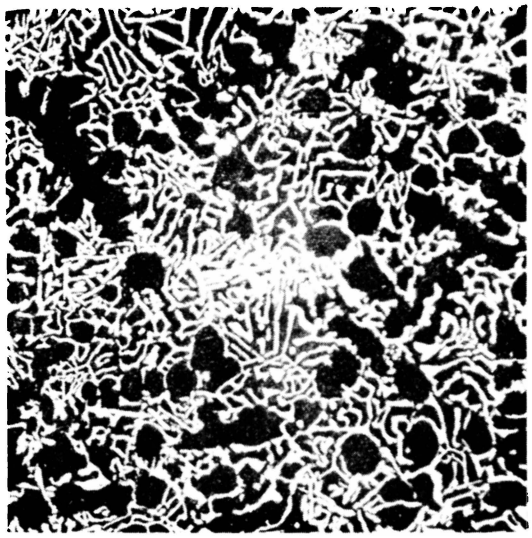
°°°

Rappelons que, lorsque deux corps simples sont en présence et qu'on élève leur température au point d'obtenir leur fusion, deux cas peuvent se présenter :

a) Les deux corps ne sont pas entièrement miscibles à l'état liquide. On obtient alors trois couches liquides : les deux couches des corps à l'état pur et la couche où ces deux corps

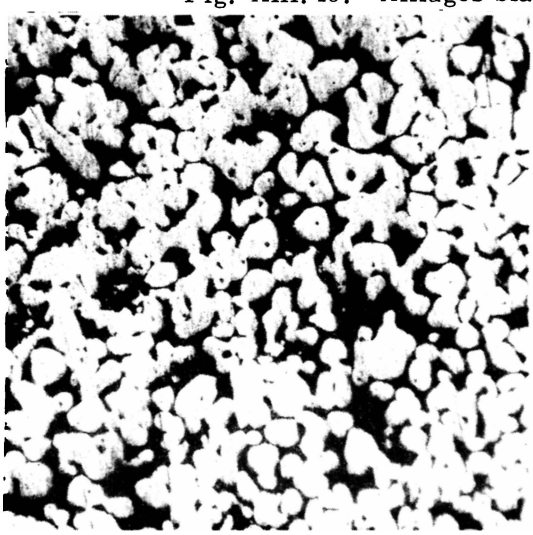


a) Aspect d'un métal blanc à base d'étain (Sn = 77 à 79 % ; Sb = 12 à 14 ; Cu = 8 à 10). (Un cube de SbSn et des éléments aciculaires de Cu^5Sn^4 au sein d'une matrice plastique). (Grossissement 150).



b) Aspect d'un métal blanc à base de plomb (Pb = 83,7 à 87 % ; Sn = 4 à 5,5 ; Sb = 9 à 12 ; Cu = 0,3 à 0,6) avec formation d'eutectique.

Fig. XIII. 19. - Alliages blancs (Documents S.N.C.F.)



a) Répartition nodulaire du plomb.

b) Répartition dendritique du plomb.

Fig. XIII. 20. - Aspects de cuproplombs sous grossissement 150.

(Documents S.N.C.F.)

se sont mélangés sous forme soit de solution physique soit de combinaison chimique.

b) Les deux corps sont entièrement miscibles à l'état liquide. On obtient une seule phase qui peut être soit une solution soit une combinaison des deux corps simples.

Lorsqu'on solidifie le tout, on peut trouver dans le creuset différents constituants :

- D'abord chaque élément à l'état pur ;
- Ensuite une solution solide d'un élément dans l'autre, solution dont la teneur en chaque élément peut varier de zéro jusqu'à la saturation
  ou la combinaison chimique des deux éléments ;
- Enfin les solutions solides saturées ou non de la combinaison dans l'un ou l'autre des éléments.

° ° °

Les constituants durs sont répartis uniformément dans la masse plastique qui forme matrice ; du fait que celle-ci peut épouser la forme de l'arbre et que les grains durs s'y peuvent enfoncer plus ou moins, les surpressions locales sont limitées. Au total les pressions unitaires dépendent de la nature de la matrice et les coefficients de frottement de la nature des plots de constituants durs, d'autant plus que ceux-ci, en léger relief sur la matrice, ménagent de minuscules canaux de graissage favorisant la continuité du film d'huile.

Du fait de leur faible résistance au fluage sous charge à chaud et de leur faible résistance à la fatigue, les antifrictions mous ne sont plus utilisés dans les moteurs Diesel. Avant de les quitter, nous devons mentionner - et nous serons amenés à y revenir - que la résistance à la fatigue s'accroît considérablement lorsque la couche d'antifriction est très mince.

2.- Matériaux présentant de bonnes qualités mécaniques

α) Bronze au plomb - cuproplomb

Dans ce cas le métal mou (plomb en général) est réparti dans une matrice plus dure (cuivre, bronze). En utilisation le plomb exsude de la matrice et se comporte comme un revêtement plastique accrochant la pellicule d'huile.

Alors que dans les régules blancs les constituants forment entre eux des composés chimiques ou se dissolvent plus ou moins complètement l'un dans l'autre, le plomb et le cuivre, éléments constitutifs

des antifrictions dits "roses", ne s'assemblent ni physiquement ni chimiquement entre eux : on se trouve en présence de deux métaux juxtaposés, mécaniquement mélangés sous des formes variables (répartition nodulaire ou dendritique du plomb) selon la composition et le mode d'élaboration (fig. XIII. 20). Le plomb et le cuivre, insolubles l'un dans l'autre à l'état liquide, ayant par surcroît des points de fusion différant de 756°C, des structures moléculaires très diverses (poids atomiques : Cu = 65 ; Pb = 207) et des densités différentes (Cu = 9 ; Pb = 11), se solidifient séparément.

La difficulté majeure de l'élaboration du coussinet métal rose provient du manque d'homogénéité de l'antifriction, lequel est sujet à la ségrégation, et de son manque d'adhérence sur la coquille. Il faut qu'une soudure franche se produise lorsque, sur la coquille portée à 1 100°C, on coule le mélange porté à 1 000°C. Par une technique de refroidissement appropriée, on s'évertue à obtenir une structure assez fine et à concentrer le plomb vers l'alésage. Ainsi en cas d'échauffement en service le plomb s'exsudera facilement et, s'étalant sur la surface interne, évitera le grippage tandis que la présence du cuivre favorise l'évacuation de la chaleur.

Si l'on veut éviter les difficultés inhérentes aux phénomènes de ségrégation du plomb, il convient d'adopter une teneur en plomb ne dépassant pas 25 à 28 %, surtout si la coquille-support (en acier doux) est épaisse ; la présence d'étain facilite l'opération, accroît la résistance à la fatigue et la dureté de l'antifriction mais exige un durcissement poussé du vilebrequin. Si l'on désire des concentrations en plomb supérieures à 30 % il est indiqué de faire appel à la technique du frittage.

Le tableau de la page suivante indique les caractéristiques principales que présentent à froid les divers antifrictions et les duretés que doivent posséder les arbres qui leur sont accouplés.

On voit donc qu'il est possible d'améliorer considérablement les qualités de frottement des cuproplombs en déposant, électrolytiquement, sur leur surface une couche de 20 à 30 microns de régule blanc. On constitue ainsi un type de coussinet - dit trimétal (coquille en acier doux + 0, 3 à 1 mm de (Cu + Pb) + 0, 03 mm de métal blanc) - qui allie d'excellentes qualités de glissement à de très bonnes qualités de résistance mécanique. Mais le pouvoir enrobant de la pellicule de métal blanc est faible et la filtration d'huile des moteurs ainsi équipés doit être particulièrement soignée (filtration intégrale et continue à 20 microns maximum).

Type d'antifriction	Pression spécifique admissible (kg/cm^2)	Dureté Brinell H		Qualité de l'arbre
		Antifriction	Arbre	
Régule blanc à 90 % Sn	140	25	170	Acier demi-dur non trempé
Régule blanc en couche très mince	185	25	170	
Cuivre-plomb 60-40	210	30	225	Acier dur, allié, non trempé
Cuivre-plomb 70-30	280	35 - 40	300	Acier allié trempé
Cuivre-plomb 76-22-2 Sn	380	50	450	Acier nitruré ou cémenté trempé
Bronze au plomb 80-10-10	480	70	470	
Revêtement (Pb+Sn) sur (Cu+Pb)	300	25	170	Acier allié trempé (épaisseur du revêtement 0,03)
Aluminium étain (20 % Sn)	380	25 - 35	220	Acier dur, allié, non trempé
Aluminium massif à 6 % Sn	480	45 - 50	450	Acier nitruré ou cémenté trempé

Trois sortes d'alliages blancs sont utilisés pour l'exécution de ce revêtement :

Alliages binaires { Pb + 5 % d'indium / Pb + 10 % d'étain

Alliage ternaire Pb + 10 % d'étain + 3 % de cuivre

(Indium, étain et cuivre élèvent la résistance mécanique et la résistance à la corrosion.)

L'intérêt de ces dépôts électrolytiques s'avère particulièrement grand lorsque le moteur est destiné à subir de fréquents lancements. Rappelons que dans ces conditions - frottement à sec - la somme Σs des aires élémentaires de contact est très inférieure à (ℓ. d) et que

la pression unitaire p_s très élevée s'établit à une valeur pratiquement égale à la limite élastique du matériau : on note, au chapitre II, dans le tableau donné page 55, que le quotient de la charge appliquée par la surface réelle de contact est une valeur constante, très voisine de la limite élastique de l'acier à la compression. Dans le cas d'un métal, cette limite élastique est pratiquement proportionnelle à la dureté. Mais, toujours dans ces conditions, le glissement relatif des deux surfaces produit un cisaillement dans le métal le plus mou: la force $\vec{F}$ de frottement est donc égale à $\Sigma s \cdot c$, c étant la résistance (en kg/mm^2) au cisaillement du métal considéré. Mais puisque $\Sigma s = \frac{P_s \cdot \ell \cdot d}{p_s}$ on a $\vec{F} = \frac{P_s \cdot \ell \cdot d}{p_s} \times c$ donc tg φ = coefficient de frottement = $f = c/p_s$ ce qui, soit dit en passant, confirme que le coefficient de frottement est indépendant de la charge et de la surface.

Si, sur un matériau dur donné, nous appliquons un dépôt superficiel de matériau mou :

1) La résistance au cisaillement c est celle du matériau mou;

2) La pression limite p_s correspond à celle procurée par le matériau dur sous-jacent.

Donc f devient très faible.

Cette constatation, déjà valable pour le mélange (Cu + Pb) dans lequel on s'évertue à concentrer le plomb près de l'alésage, prend toute sa valeur avec les dépôts électrolytiques (Δcuivre = 56 kg/mm^2; Δ plomb = 4 kg/mm^2 ; Δ indium = 1,1 kg/mm^2).

Du fait de l'abaissement du coefficient de frottement les calories dégagées lors du lancement, alors qu'il y a contact entre les deux surfaces, sont moindres. Le graissage onctueux, rendu possible par la présence du film monomoléculaire d'acides gras resté accroché aux surfaces durant l'arrêt - film qui aurait certainement disparu instantanément s'il y avait eu élévation importante de température - peut alors parfois persister jusqu'à l'apparition du flot d'huile qui, refoulé par la pompe de graissage, permet l'établissement du régime hydrodynamique.

Notons, en passant, que la présence de la pellicule de métal mou permet, toutes choses égales par ailleurs, d'augmenter la vitesse du

processus d'adaptation du coussinet pendant la période de rodage puisque, par surcroît, du fait de la malléabilité du matériau, le coussinet épouse plus rapidement la forme de la soie de l'arbre et qu'ainsi, déjà à l'échelle macroscopique, l'accroissement de Σs permet l'augmentation de P_s admissible (voir tableau ci-dessus).

On conçoit que le coefficient de frottement puisse et doive être fonction de l'épaisseur du dépôt superficiel. On constate que, en fait, ce coefficient passe par une valeur minimale lorsque cette épaisseur est de l'ordre de quelques microns ; pour des épaisseurs plus importantes, le coefficient croît lentement mais régulièrement jusqu'au moment où le substratum n'intervient plus dans la résistance à l'écrasement ; pour des épaisseurs plus faibles (d'ailleurs difficilement réalisables) ce coefficient augmente suivant une allure parabolique.

Ces considérations ont engagé certains constructeurs à déposer une couche d'étain de 1 à 3 microns d'épaisseur ; mais sa pérennité exige une filtration très poussée (donc une installation volumineuse) et qui peut ne pas être compatible avec l'emploi d'huiles dopées.

β) Antifrictions à base d'aluminium

Ces antifrictions largement utilisés en Amérique dans le domaine automobile font leur apparition dans le domaine du Diesel rapide.

L'aluminium possède un coefficient de conductibilité calorifique inférieur à celui du cuivre mais encore très acceptable (λ = 0,50 cal/cm/s/°C contre 0,90 pour le cuivre, 0,15 pour l'étain, 0,11 pour l'acier et 0,08 pour le plomb) ; malheureusement l'aluminium n'est pas un bon métal de frottement ; de bons résultats ne peuvent être obtenus qu'avec des teneurs élevées d'étain, ce qui obère tant le prix de revient que la conductibilité.

Utilisés sous forme massive, les coussinets en aluminium présentent l'inconvénient d'exiger un jeu de montage important = 0,2 à 0,3 d/100 (rappelons que le coefficient de dilatation thermique de l'aluminium $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$ contre 17 pour le cuivre, 12 pour l'acier, 23 pour l'étain, 29 pour le plomb). Il faut donc utiliser des huiles relativement visqueuses et par ailleurs fournies à grand débit car ces antifrictions sont sensibles au fluage à chaud. De plus, sous cette forme massive, ils résistent mal aux fatigues alternées car leur charge de rupture et leur module d'élasticité sont faibles ; au total ils peuvent difficilement être envisagés pour l'emploi dans des moteurs Diesel un peu poussés.

Mais ces antifrictions peuvent être utilisés en couche mince sur coquille acier, ce qui favorise l'adoption de teneurs en étain de l'ordre de 20 à 30 %. La structure est alors analogue à celle d'un cuproplomb, l'étain jouant le rôle du plomb et l'eutectique 99 Al - 1 Sn celui du cuivre. En ajoutant 1 % de cuivre, on empêche la ségrégation de l'étain. Les jeux de montage à adopter sont alors ceux des coussinets revêtus d'antifriction à base de cuivre. Il est possible d'atteindre des pressions spécifiques qui, fonctions de la teneur en étain, sont de l'ordre de 400 kg/cm^2 mais les températures maximales de l'huile ne doivent pas dépasser 120°C. La dureté de l'arbre doit être ajustée en fonction de leur teneur en étain.

Les coussinets minces

Nous avons attiré l'attention sur le fait que l'obtention d'un bon accrochage de l'antifriction sur la coquille acier soulevait des difficultés croissant avec l'épaisseur de la coquille. Toute diminution de cette épaisseur sera donc intéressante (facilité d'exécution, abaissement du nombre des rebuts) ; par surcroît, au-dessous d'une certaine épaisseur, il devient possible d'abandonner la fabrication d'ébauches usinées en forme pour recourir à l'application en continu de 0, 3 à 1 mm d'antifriction - soit par coulée dans un four à atmosphère réductrice, soit par frittage - sur des bandes d'acier de 1 à 3 mm d'épaisseur mises en forme, par la suite, par découpage et matriçage.

De tels coussinets minces doivent obligatoirement être des coussinets de précision puisque, conformément à la définition de la British Standard Institution, "l'épaisseur de la coquille acier est suffisamment faible pour que l'exactitude de la surface de contact dépende essentiellement de la précision de l'exécution du logement".

Le serrage parfait du coussinet mince dans son logement ne peut être assuré que par :

L'absence totale de déformation du logement,

La déformation élastique du coussinet, lequel n'est pas rond à l'état libre,

L'absence de toute irrégularité, si faible soit-elle, du dos de la coquille.

De plus pour éviter que, sous l'effet du serrage, le jeu aux plans de joint des deux demi-coussinets ne soit réduit, on procède à un "dépinçage" de ceux-ci en enlevant dans cette zone une faible quantité d'alliage.

Contrôle des coussinets minces

La mesure des tolérances des coussinets minces, et par extension des coussinets semi-épais de précision, est très particulière. Le fait que les coussinets minces n'aient pas de forme propre implique que l'on ne peut définir leurs diamètres extérieur et intérieur et la concentricité de ceux-ci ; leurs paramètres de définition sont alors leur longueur développée et leur épaisseur. Le contrôle de tels coussinets consiste à vérifier les valeurs de ces deux paramètres.

La définition et la mesure de l'épaisseur n'offrent pas de difficultés particulières car les fabrications courantes permettent de respecter des tolérances d'épaisseur assez serrées (généralement h 7).

Le projet de norme R 112-06 définit le principe de la vérification de la longueur développée qui s'effectue par la mesure du dépassement du demi-coussinet par rapport à un berceau cylindrique hémi-circulaire de contrôle dont le diamètre est, en principe, le diamètre nominal du logement dans lequel le coussinet sera plaqué en service (en pratique, on est au mini de la tolérance H 6). Etant donné que la fabrication et la réception des coussinets dépendent de la précision de ce berceau de contrôle, il importe que celui-ci soit vérifié fréquemment au moyen d'un calibre mâle massif qui permet de s'assurer de la non-déformation du berceau et de son degré d'usure et de reétalonner les appareils de mesure.

Après avoir buté une extrémité du demi-coussinet sur l'une des deux génératrices extrêmes du berceau (fig. XIII. 21), on plaque le demi-coussinet dans la forme en exerçant sur l'autre coupe un effort déterminé. On mesure alors le dépassement du demi-coussinet.

Exemple

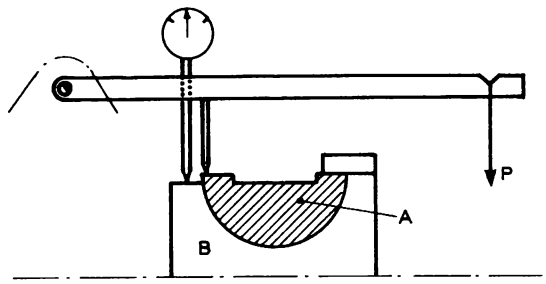
Soit un arbre de diamètre nominal 70 et un coussinet de 2, 5 h 7 d'épaisseur.

Le diamètre de l'alésage de la tête de bielle sera 75 H 6 soit $75^{+0,019}_{+0}$. L'épaisseur du coussinet étant $2,5^{-0}_{-0,009}$, le diamètre maxi de l'alésage du coussinet en place sera :

$$75,019 - (2,491 \cdot 2) = 70,037$$

et le diamètre mini :

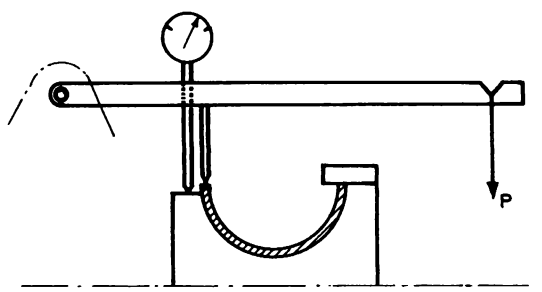
$$75 - (2,5 \cdot 2) = 70$$



a/ Etalonnage de l'appareil de vérification à l'aide d'un calibre massif A de longueur développée connue à 0,001 mm près sous une charge P.

Les diamètres du calibre A et de la forme B sont à des cotes aussi rigoureuses que possible. (de l'ordre de, 0 001 mm)

(ø de B - ø de A) = de 0,005 à 0,01 mm.)



b/ Vérification des demi-coussinets sous la charge P.

La charge P correspond à une pression sur la section du coussinet (largeur entre joues x épaisseur) de 3 kg/mm² pour coussinets minces et de 5 à 10 kg/mm² pour les coussinets épais.

Fig. XIII. 21. - Vérification de la longueur développée des demi-coussinets.

Au total l'alésage de l'assemblage $70\ ^{+0,037}_{+0}$ est d'une qualité légèrement au-dessus de la qualité 7 (0, 030 à 0).

Pour obtenir un jeu diamétral correct dans le cas d'un coussinet revêtu de métal rose (jeu de 0, 13 à 0, 15 d/100), le diamètre du maneton devra être compris entre 70 - 0, 09 et 70 - 0, 11, ce qui conduit à un usinage de la qualité 6.

Il est bien entendu que les ovalisations doivent être comprises dans les limites de la tolérance. Néanmoins on peut, avant rodage, admettre certains défauts de forme dépassant ces limites à condition que leur amplitude ne dépasse pas, en valeur absolue, le quart du jeu minimal surtout en cas de dépôt électrolytique de régule blanc).

Etats de surface :

Alésage du logement	8 à 10 rus
Extérieur du coussinet	20 à 30 rus
Alésage du coussinet	8 à 10 rus.

Le dépassement de la longueur développée du coussinet à l'état libre par rapport à la longueur circonférentielle du diamètre nominal de la cage : (0, 10 ± 0, 01) d/100 sera de l'ordre de 0, 06 à 0, 08. Avec 0, 06 et le diamètre de cage maxi (75, 019), le taux de travail est de :

$$\frac{0,06 \cdot 22\,000}{\frac{\pi}{2} \cdot 75,019} = 12 \text{ kg/mm}^2$$

Avec 0, 08 et un diamètre de cage mini (75), le taux de travail est de :

$$\frac{0,08 \cdot 22\,000}{\frac{\pi}{2} \cdot 75} = 16 \text{ kg/mm}^2$$

En appliquant le coussinet dans son berceau de $\Phi = 75,000$ avec une force de 5 kg/mm^2, le coussinet accusera une diminution de longueur de $\frac{\pi/2 \cdot 75 \cdot 5}{22\,000} = 0,025$. Sous cette charge, le coussinet aura donc un dépassement par rapport au plan de référence du berceau compris entre 0, 035 et 0, 055.

BIBLIOGRAPHIE

I. - Le fonctionnement d'un palier lubrifié (voir également la bibliographie du chapitre IX.C)

BARWELL. Lubrification des paliers. Londres, 1956.

VOGELPOHL. Les bases du frottement et du graissage des machines suivant nos connaissances actuelles. Revue Universelle des Mines, Liège, juin 1954.

FRANKEL. Calcul des paliers lisses cylindriques. Fascicule n° 4 de l'Institut de Thermodynamique de l'Ecole polytechnique de Zürich.

LELOUP. Calcul des paliers lisses. Revue Universelle des Mines, Liège, juin 1954.

GROFF J. Méthodes actuelles de calcul des paliers lisses sous le rapport de leur graissage. Mécanique Industrielle, novembre 1955.

DROSTE K. Graissage et forme des paliers lisses. Stahl und Eisen, 22 août 1957 et 5 septembre 1957.

HAHN H. Paliers de longueur finie chargés dynamiquement. Conférence sur le graissage et l'usure. Octobre 1957, Londres (communication n° 55).

KLUSENER O. Contribution à l'étude de la lubrification des paliers soumis à une charge variable. M.T.Z., avril 1957.

FORTIER, GROFF, JAUMOTTE, TENOT. Exposés lors des Journées d'Etudes des régimes instables des paliers en graissage hydrodynamique. Revue G.A.M.I., mars-avril 1959.

HASSELGRUBER H. De la détermination mathématique de l'approvisionnement en huile de graissage des moteurs à combustion interne. M.T.Z., août 1957.

COLE et HUGHES. Débit d'huile et formation d'un film dans des paliers. Proceedings of the I.M.E., 1956. Volume 170, numéro 17.

Congrès professionnel "Réalisation des paliers". Paliers lisses et paliers à rouleaux. Schmiertechnik n° 5 de septembre-octobre 1958.

DAUGA. Développement des méthodes de graissage par le procédé "Ramrod". Journal de la S.I.A., juin 1961.

II.- Le coussinet

HOLLIGAN. Coussinets : matériaux, dessin et performance. Association des utilisateurs de moteurs Diesel (D.E.U.A.), Londres. Document S.208, novembre 1949.

Centre d'Etudes des Coussinets : directives pour la construction des coussinets; 4 fascicules publiés par le Comité Général d'Organisation des Industries mécaniques. Cf. Revue de l'I.F.P., février 1947.

BUTY L. Le calcul des coussinets de tête de bielle dans les moteurs alternatifs. Ingénieurs et techniciens, octobre 1952.
PROVERBIO. L'adaptation du coussinet au moteur. Revue technique automobile. Avril et mai 1952.
ROUX. Fabrication des coussinets minces élastiques. Journal de la S.I.A., septembre 1957.
CAZAUD. Quelques nouveautés dans le domaine des alliages antifriction. Mécanique Industrielle, mars 1956.
FORRESTER. Comment choisir l'antifriction des coussinets. Engineering Materials and Design, octobre 1959.
BETZ. Quelques considérations sur les alliages pour coussinets en régule blanc et bronze au plomb et sur les détériorations subies par les coussinets. M.T.Z., décembre 1953.
CUTHBERTSON. Améliorations apportées aux alliages aluminium-étain pour paliers lisses. Revue Universelle des Mines. Liège, juin 1954.
FRANK et LUX. Coussinets aluminium à coquille acier. S.A.E. Journal, juin 1956.
FORRESTER, NEALE et NEUMAN. Le développement et les performances de coussinets à matrice d'aluminium contenant 20 % d'étain. I.M.E., 16 février 1961.
HOLFELDER. Machine pour essai de paliers sous charge alternée et épreuve de paliers lisses, en grandeur naturelle, sous charges élevées. Revue Technique Sulzer, 1960, n° 1.
STOKELY. Les avaries de coussinets de moteur. Diesel Power and Transportation, décembre 1948.
Les avaries des coussinets de paliers et de têtes de bielles. Diesel Power and Transportation. Décembre 1949.
DAUGA. Nouveaux matériaux pour la construction des coussinets et des bagues. Journal de la S.I.A., juin 1961.
ROEMER. Calcul du serrage des coussinets. M.T.Z., février 1961.

Chapitre XIV

ARBRE A CAMES - DISTRIBUTION RESSORTS DE SOUPAPES

L'arbre à cames qui commande l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et d'échappement et, le cas échéant, actionne les pompes d'injection peut occuper deux positions principales :

a) A l'un des sommets latéraux du carter du vilebrequin,

b) Sur le dessus des culasses.

a) La première solution est la plus commode pour l'entraînement (par engrenages droits ou obliques à denture rectifiée), la réalisation de la ligne d'arbre à cames et le graissage de ses paliers.

Dans le cas de moteurs en V, on peut disposer soit un seul arbre à cames à l'intérieur du V (fig. XIV.1) (solution difficile à adopter dans le cas de moteur suralimenté), soit deux arbres à cames extérieurs latéraux.

Mais cette solution implique la présence de guides-poussoirs assez volumineux, de tiges-poussoirs longues et bruyantes, et elle contraint à prévoir des jeux à froid importants entre culbuteurs et taquets de soupapes.

b) La seconde solution, du fait de l'attaque directe des culbuteurs, permet de gagner du poids et, du fait qu'elle offre moins d'inertie que la première, autorise des accélérations plus élevées tout en ménageant des jeux à froid plus réduits. L'entraînement se fait alors en général par chaînes, lesquelles doivent, du fait de l'allongement qu'elles acquièrent en service, faire l'objet de réglages fréquents.

Mais la réalisation de la ligne d'arbre est beaucoup plus difficile car dans l'impossibilité où l'on se trouve, la plupart du temps, d'installer une seule culasse, il faut que celles-ci soient assemblées et ajustées entre elles. On peut tourner la difficulté en disposant l'arbre à cames et les culbuteurs dans un ensemble indépendant.

La première solution est la plus couramment adoptée (fig. XIV. 2).

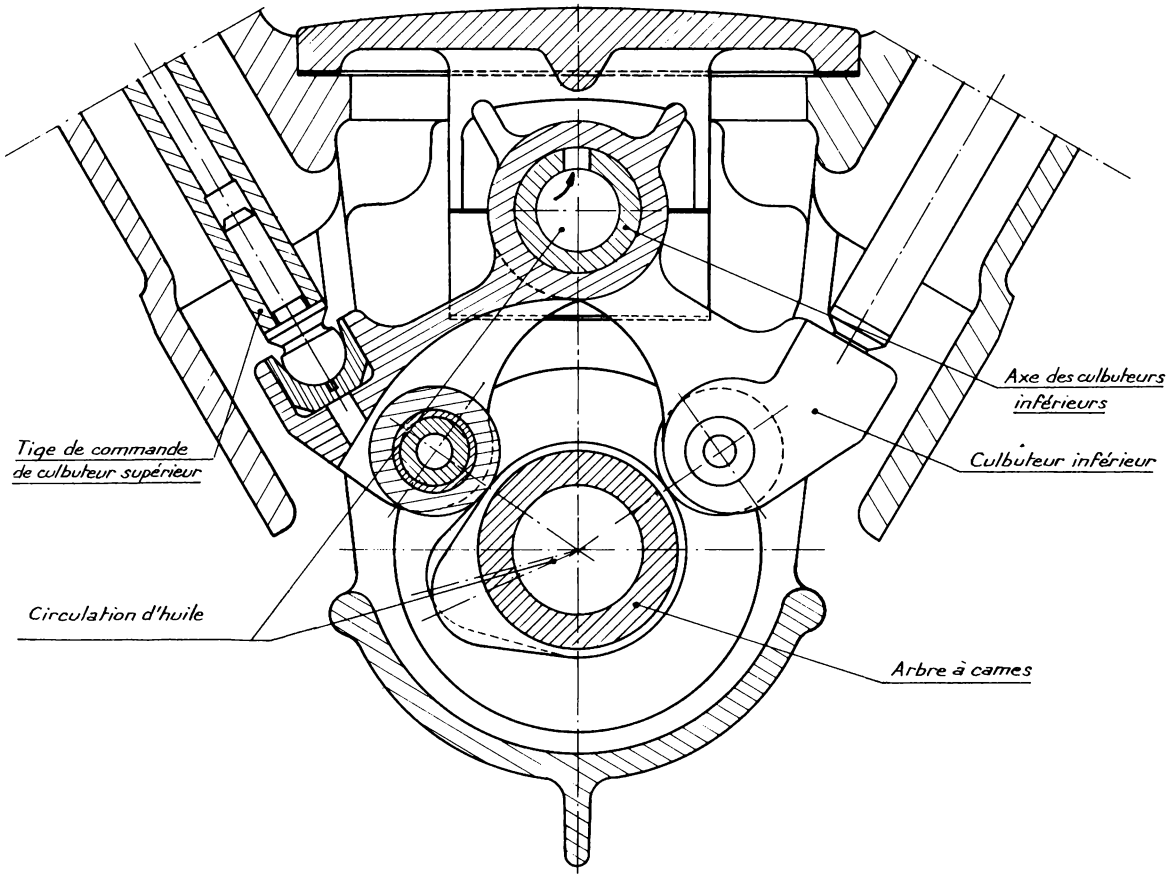


Fig. XIV. 1. - Arbre à cames à l'intérieur d'un V.

(Document SAURER)

Le diamètre de l'arbre à cames sera de l'ordre de 0,3 D. Bien que cette dimension puisse paraître surabondante eu égard aux faibles contraintes nées des efforts transmis, on ne perdra pas de vue que l'arbre ne doit connaître aucune déformation de torsion. La largeur des cames varie suivant le type de distribution et le genre de poussoirs : en première approximation on peut choisir 0,15 D.

Les cames (venues de préférence d'une seule pièce avec l'arbre (bien que les cames rapportées, donc réglables, soient bien commodes) seront, ainsi ques les portées, cémentées, trempées et rectifiées (dureté Rockwell C de l'ordre de 60).

L'arbre à cames, en acier de cémentation à 2 ou 3 % de Ni (nuances 10 NC 12 ou 12 NC 12), traité pour R = 100 à 130 kg/mm^2 sous couche cémentée, tourillonne dans des bagues en bronze phosphoreux.

On pourra, comme en solution automobile, prévoir d'enfiler l'arbre par une de ses extrémités : les portées devront alors posséder un rayon supérieur à celui des cames et il faudra les prévoir croissantes d'un bout à l'autre pour faciliter le montage ; dans ce cas les bagues en bronze, d'une seule pièce, peuvent être simples et bon marché.

Dans le cas de moteurs à assez grand alésage et à grand nombre de cylindres en ligne, on peut être amené à prévoir un arbre en deux morceaux.

Le graissage des portées est assuré sous pression au moyen d'un canal foré dans l'arbre.

L'assemblage de l'arbre à cames dans le bâti, du type tournant classique, doit être réalisé avec H 7 f 7.

Il est bon d'opérer pour la ligne d'arbre à cames comme pour la ligne d'arbre vilebrequin et de préciser les tolérances d'alignement et d'ovalisation de ces alésages, permettant d'assurer les conditions d'interchangeabilité et de montage.

L'ovalisation doit évidemment être comprise dans la tolérance.

Quant à l'alignement, le lieu des centres moyens des sections droites de l'alésage doit, comme pour le vilebrequin, se trouver à l'intérieur d'un cylindre dont le diamètre est d'environ 0,03 mm pour des portées d'arbre à cames comprises entre 50 et 75. Rappelons que le centre moyen est défini par le milieu des centres des cercles inscrit et circonscrit au contour réel de l'alésage.

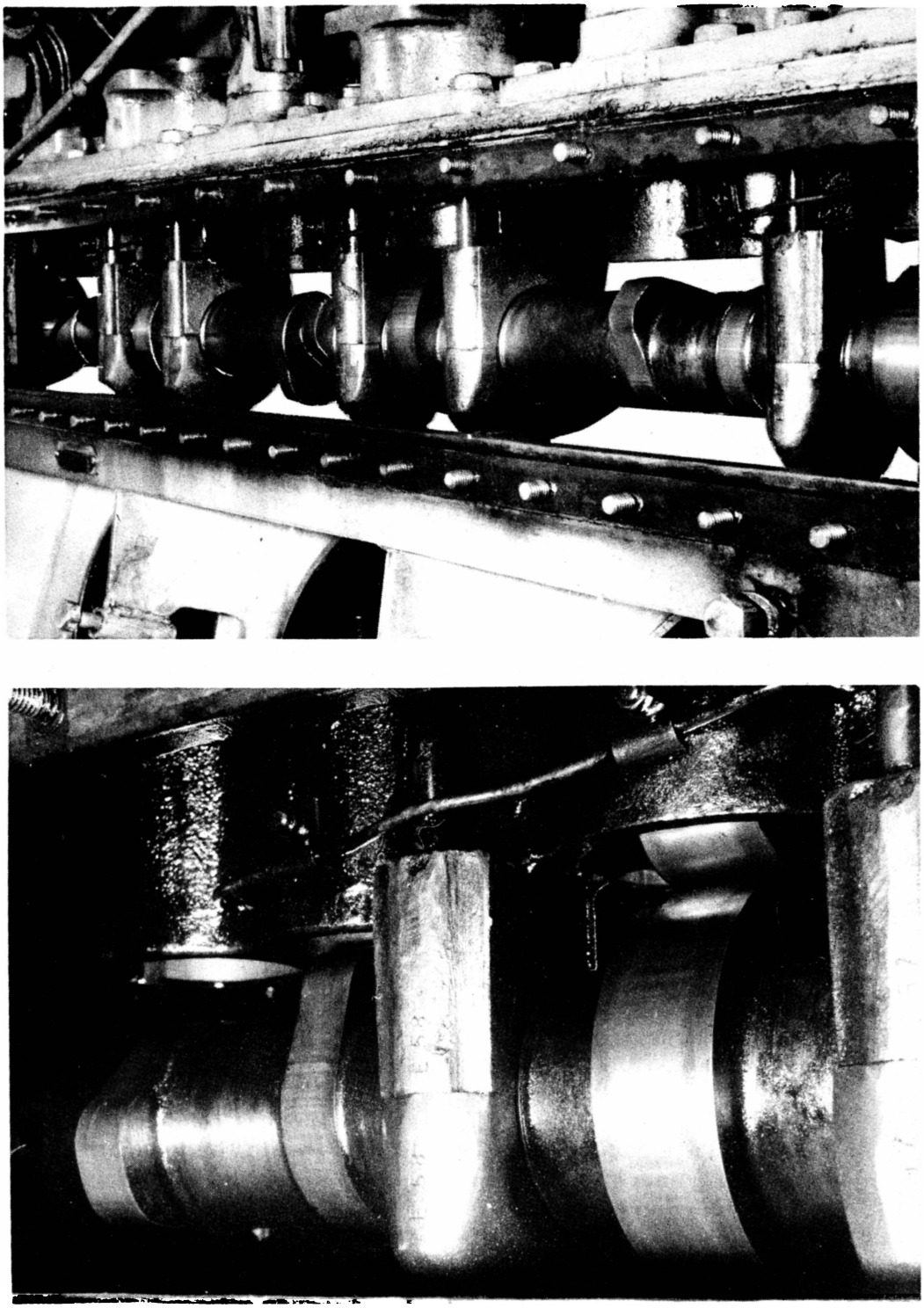


Fig. XIV. 2. - Arbre à cames de 6 cylindres 4 temps de 324 d'alésage.

Les alésages du bâti étant bagués, les bagues devront être terminées avant emmanchement. L'alésage de la cage est à H6. Le diamètre extérieur des bagues est de l'ordre de p 6 et leur diamètre intérieur doit être calculé pour donner après emmanchement un minimum de jeu de 0. Mais, étant donné la faible probabilité des valeurs extrêmes et la faible dilatation de la fonte, on peut, pour ne pas avoir un jeu maxi trop élevé, admettre un minimum théorique de - 0,005 (pratiquement on sera toujours à une valeur > 0).

Engrenages de distribution (fig. XIV.3 et 4)

Usinés dans des aciers alliés genre 35 CD4 ou 35 NC 11 traités, ils sont généralement montés sur bagues. L'ajustement, tournant, doit être théoriquement H 7 f 7. Toutefois l'expérience montre que l'on a parfois intérêt à adopter H 7 e 7.

Les cotes de finition des bagues, terminées avant emmanchement afin de permettre l'interchangeabilité sans retouche, seront déterminées comme pour les bagues d'arbre à cames.

L'entraxe entre pignons doit être tolérancé $\begin{cases} + 0,2 \\ + 0,05. \end{cases}$

En ce qui concerne les tolérances des dentures, les possibilités actuelles de fabrication permettent d'appliquer les tolérances définies par la norme **NF E 23 006** qualité B ou C avec b = 2,5.

Distribution

Connaissant la position de l'arbre à cames d'une part, la position et la levée des soupapes d'autre part, on peut dessiner le système de tiges-poussoirs et de leviers destiné à assurer la commande des soupapes (fig. XIV.5 et 6).

Tout ce système de leviers devra, en principe, être lubrifié automatiquement en prévoyant une détente préalable de la pression et un retour sans fuite de l'huile au carter.

Il faudra en particulier graisser le contact culbuteur-soupape tout en évitant tout ruissellement de l'huile le long des tiges de soupapes, surtout à l'admission.

Le jeu à froid entre culbuteur et soupape pourra être (dans le cas de la première solution en ce qui concerne la position de l'arbre à cames), pour des alésages de l'ordre de 150 :

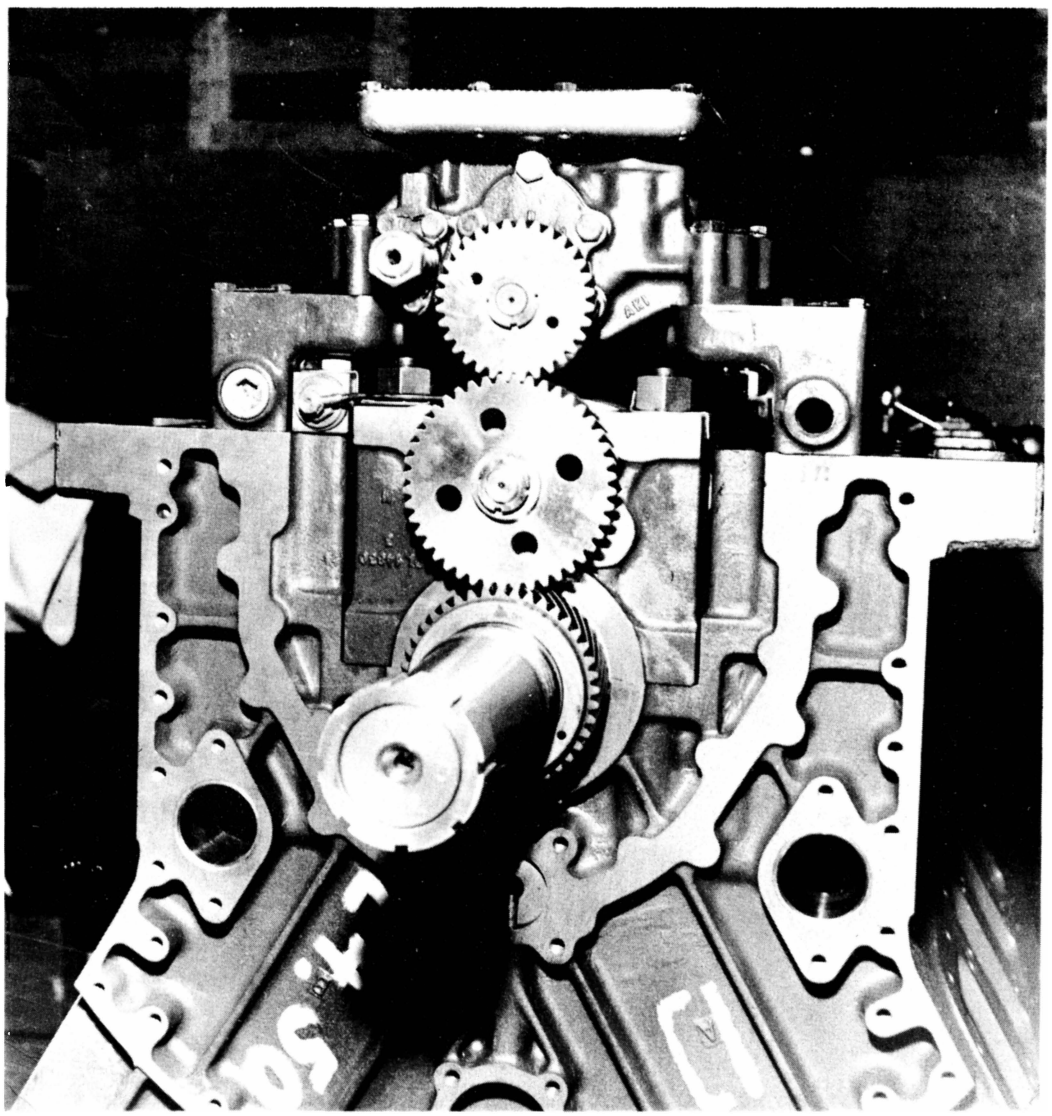


Fig. XIV. 3. - Engrenages de distribution. Entraînement de la pompe à huile.
(Document M. G. O.)

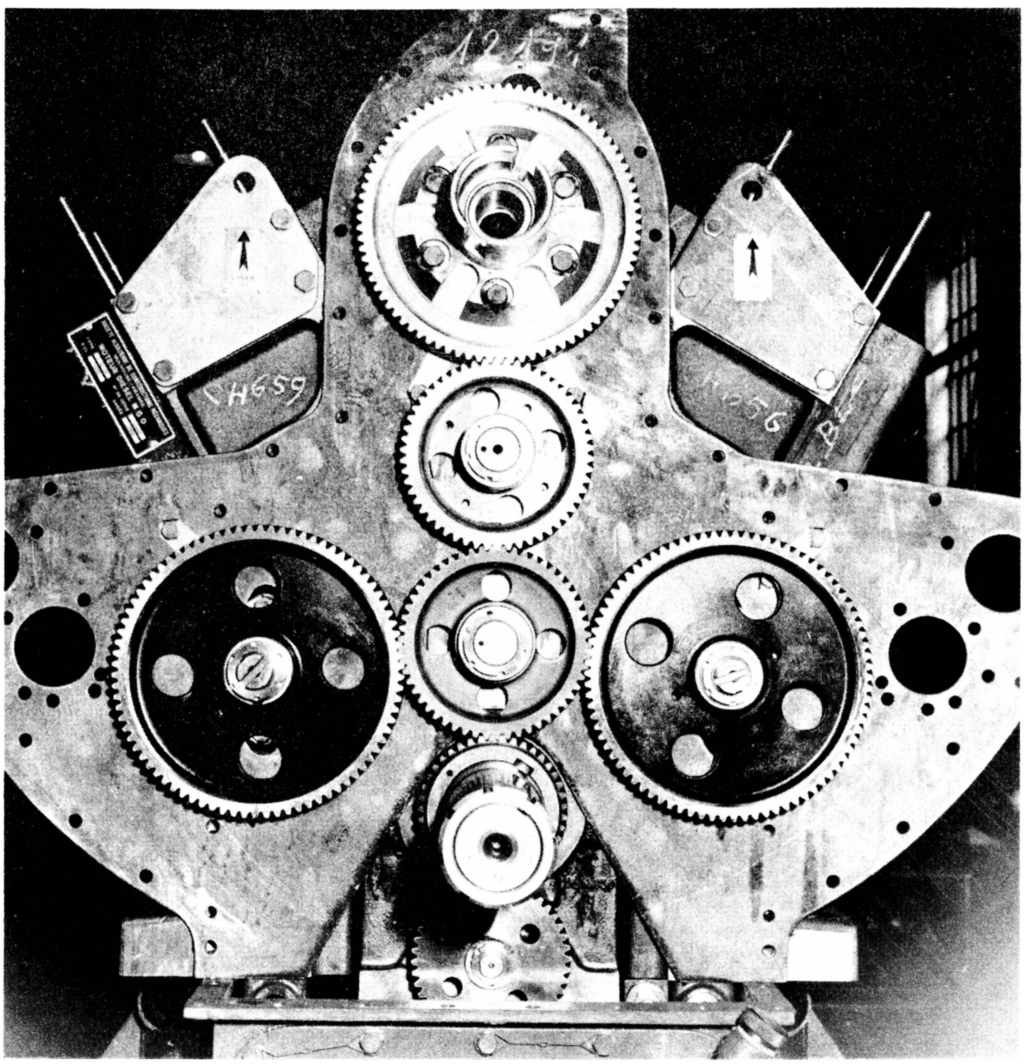


Fig. XIV.4. - Engrenages de distribution. Entraînement des arbres à cames, pompe à eau, pompes d'injection et régulateur.

(Document M.G.O.)

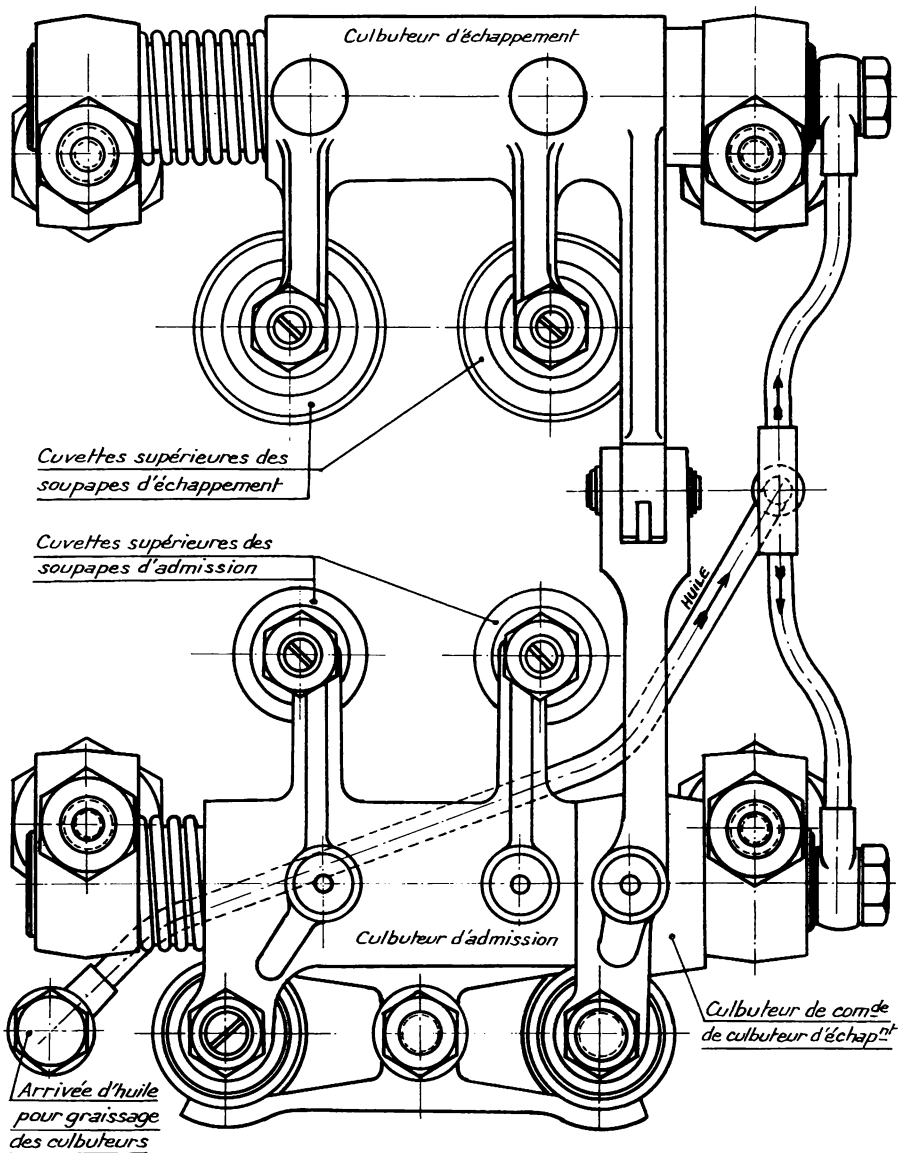


Fig. XIV. 5. - Ensemble de culbuterie. Vue supérieure.
(Document R N U R)

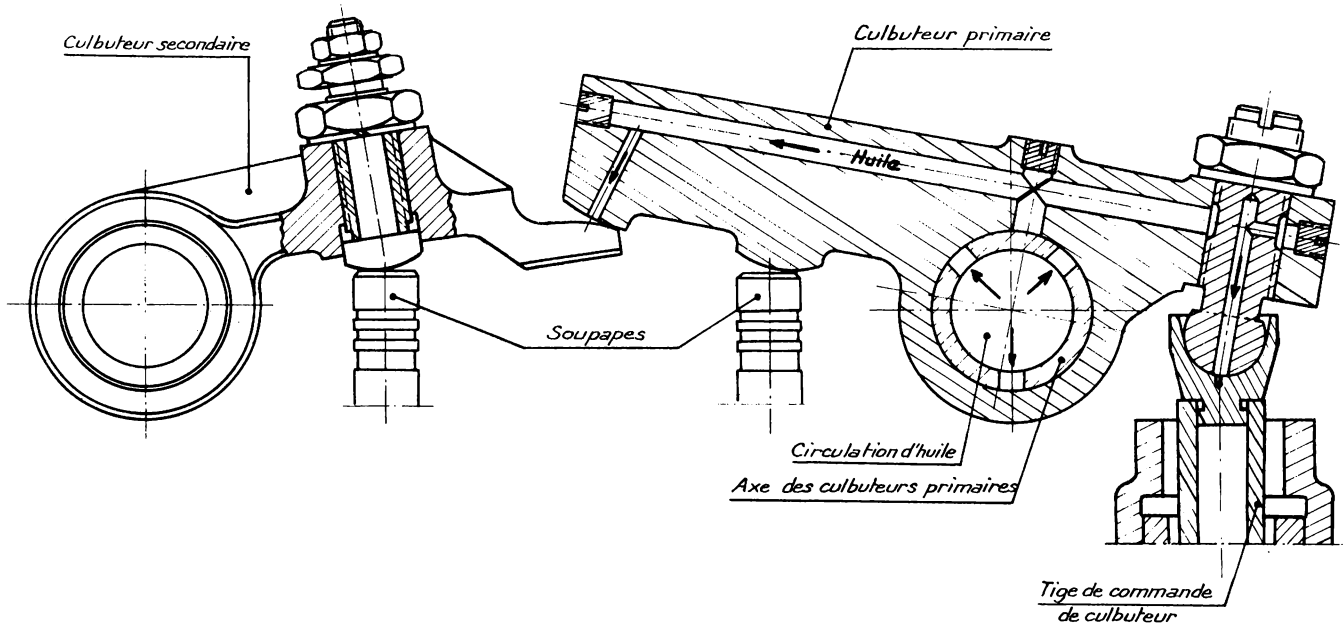


Fig. XIV, 6. - Autre ensemble de culbuterie. Vue latérale.

(Document SAURER)

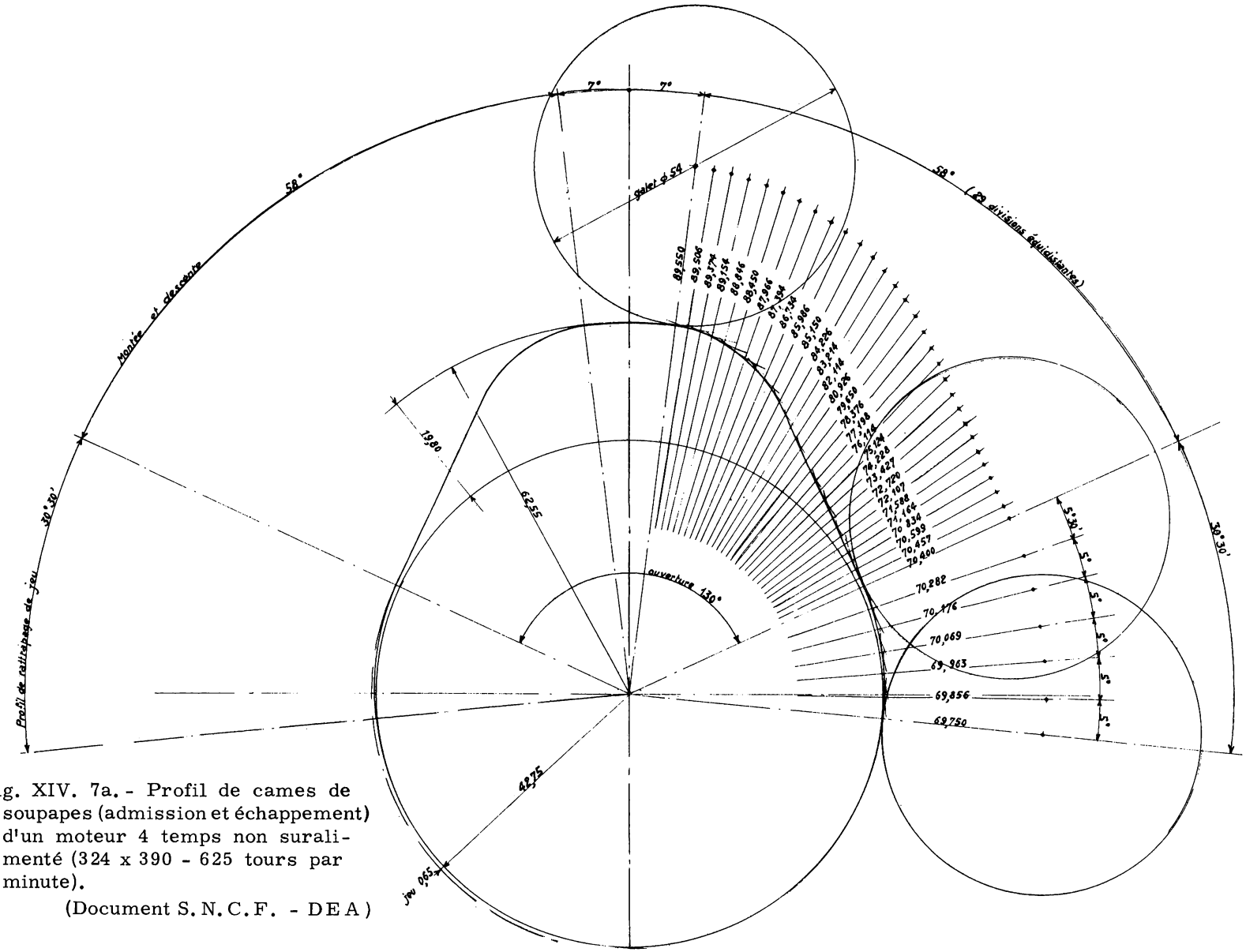


Fig. XIV. 7a. - Profil de cames de soupapes (admission et échappement) d'un moteur 4 temps non suralimenté (324 x 390 - 625 tours par minute).

(Document S.N.C.F. - DEA)

- 0,15 à 0,25 mm à l'admission,
- 0,25 à 0,35 mm à l'échappement.

Ce jeu devra pouvoir être ajusté.

Le système de distribution devra être calculé, non seulement pour répondre aux efforts d'accélération et de rappel des ressorts, mais aussi pour résister aux efforts importants qui sont mis en œuvre lors de l'ouverture de la soupape d'échappement, et ce tout en restant parfaitement rigide.

Profils de cames et ressorts de soupapes

a) Profils de cames

L'un des objectifs majeurs du thermicien est d'améliorer le rendement volumétrique de la cylindrée - donc de disposer d'une aire aussi importante que possible pour le diagramme de levée en soupape en fonction du temps d'ouverture - et, pour ce, d'adopter des tracés de cames à levée et à retombée brutales. Le mécanicien ne peut accepter que des profils conduisant à des accélérations qui ne soient pas exagérées.

Précisons sans plus attendre que dans le cycle Diesel l'absence de sujétion de carburation et de risque grave de retour de flamme améliore la situation puisqu'elle permet de donner une assez grande valeur à l'angle durant lequel les soupapes d'admission et d'échappement sont simultanément ouvertes.

En première approximation, on peut choisir pour un moteur 4 temps les valeurs suivantes :

- En version non suralimenté :
  - AOA 5 à 15 degrés AOE 35 à 50 degrés
  - RFA 30 à 45 degrés RFE 5 à 15 degrés

- En version suralimenté :
  - AOA 60 à 75 degrés AOE 35 à 50 degrés
  - RFA 30 à 45 degrés RFE 60 à 75 degrés

On a, malheureusement trop souvent, l'habitude de déterminer le profil des cames en ne considérant que la cinématique de commande de la soupape. Or le problème est dominé par les phénomènes dynamiques régnant au sein de l'ensemble (came + tringlerie + culbuteur + soupape + ressort), et ce d'autant plus que la vitesse de rotation du moteur est plus élevée.

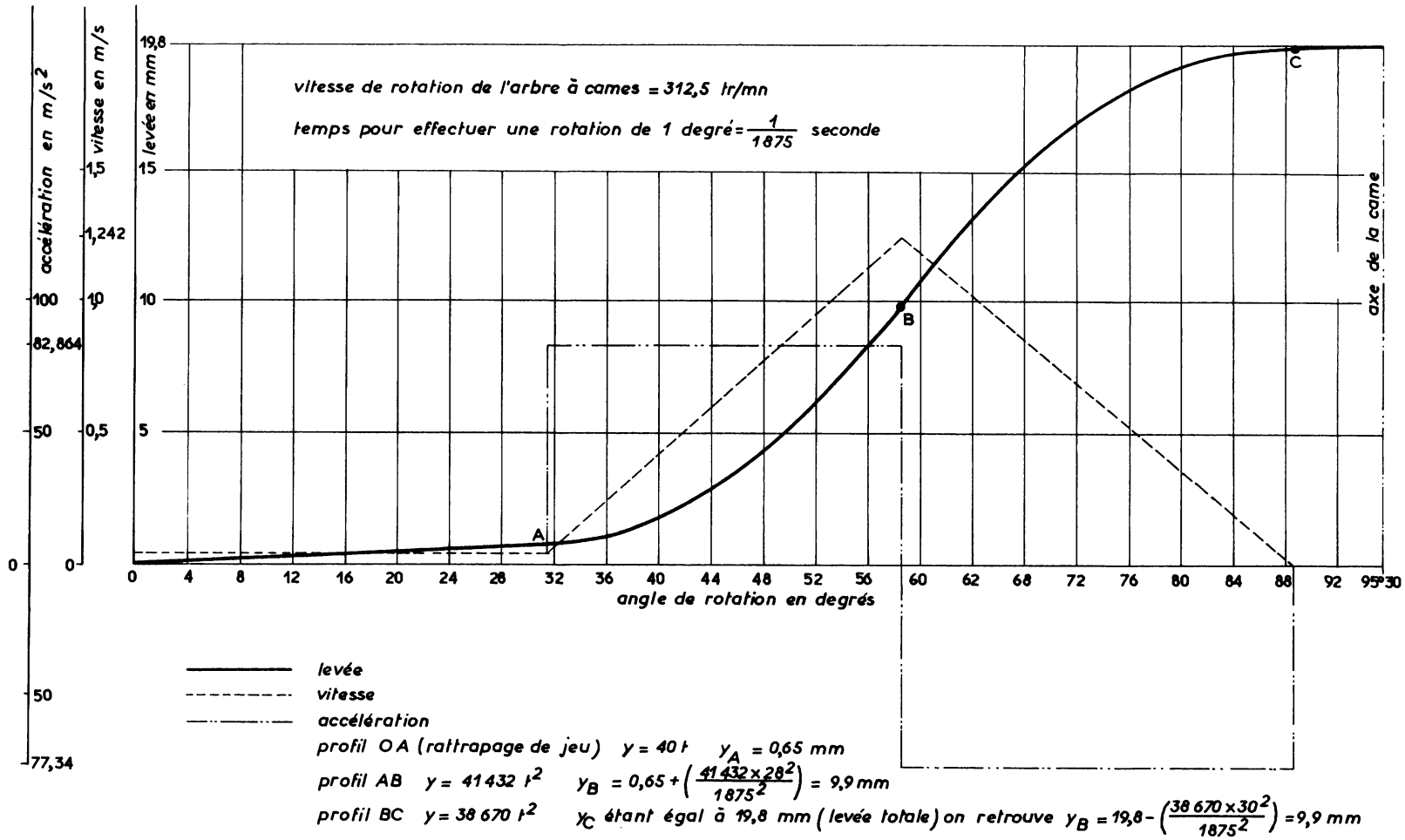


Fig. XIV. 7b. - Caractéristiques du profil de la même came de soupape (admission et échappement).
(Document S. N. C. F. - D E A)

Considérons l'ensemble de la culbuterie, y compris le taquet-poussoir et la soupape avec son ressort.

Les forces en présence sont :

- D'une part la force externe appliquée par la came : $\vec{F}_c$
- D'autre part la force d'inertie de l'ensemble commandé : $\vec{F}_i$ (y compris la force exercée par le ressort de soupape).

Les accélérations moyennes que subit le système sont fonctions de la hauteur de la levée de soupape et du temps pendant lequel s'effectuent la levée et la retombée. La pression maximale exercée au contact came-poussoir et la force sous laquelle travaillera le ressort - donc les contraintes développées dans le système - dépendent des valeurs maximales de combustion. Moindre sera l'écart entre l'accélération maximale et l'accélération moyenne, meilleur sera le profil de came : une came à accélérations constantes, positive γ_1 pendant la première partie de la levée et négative - γ_2 pendant la seconde partie de celle-ci, donc à profils paraboliques (fig. XIV. 7 a), serait tout indiquée si elle ne produisait un passage brutal de + γ_1 à - γ_2 (fig. XIV. 7 b) inacceptable dès que les vitesses de rotation deviennent importantes ; même si les deux arcs de parabole sont tangents, les deux centres ne sont pas confondus et les forces d'inertie désolidariseront alors la came et le galet-poussoir ce qui, pour le moins, entraînera des avaries aux surfaces en regard (fig. XIV. 8).

Notons que si pour une levée donnée à effectuer dans un temps donné on s'évertue à diminuer $|\gamma_2|$ qui tend à éloigner de la came les masses déplacées - diminution qui offre l'avantage de permettre d'abaisser la raideur du ressort de soupape - on doit, en contrepartie, augmenter γ_1, ce qui ne résoud pas le problème du passage par le point d'inflexion. Précisons qu'une came à accélérations constantes attaque toujours un galet.

Si à une came de profil différent on associe un taquet-poussoir, on peut donner une faible courbure à la surface de contact de celui-ci et ainsi, moyennant une légère diminution du rendement volumétrique, réduire l'accélération positive sans augmenter dans la même proportion l'accélération négative, donc en n'augmentant que très peu la raideur du ressort de soupape.

La détermination exacte du profil d'une came est, au total, une œuvre de longue haleine, d'autant plus délicate que le moteur tourne

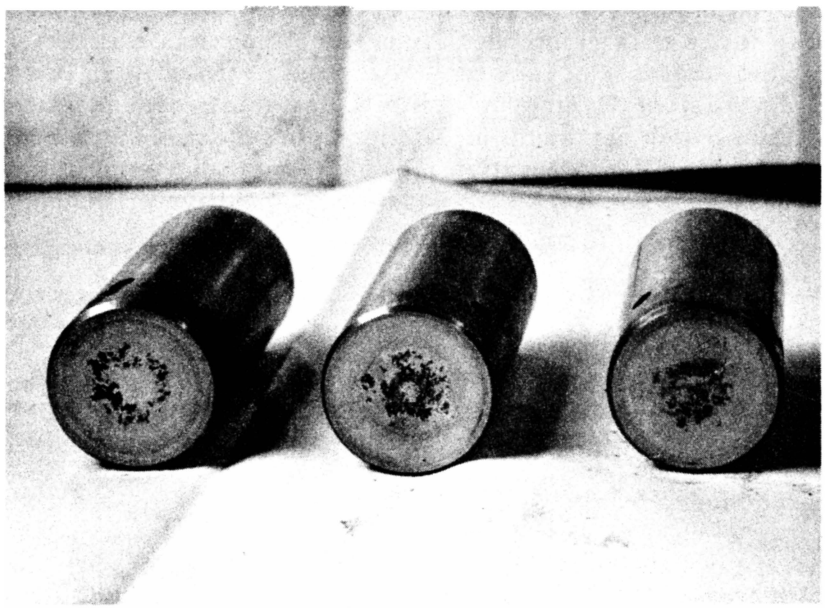


Fig. XIV. 8. - Avaries (pitting) de taquets-poussoirs.
(Document S. N. C. F.)

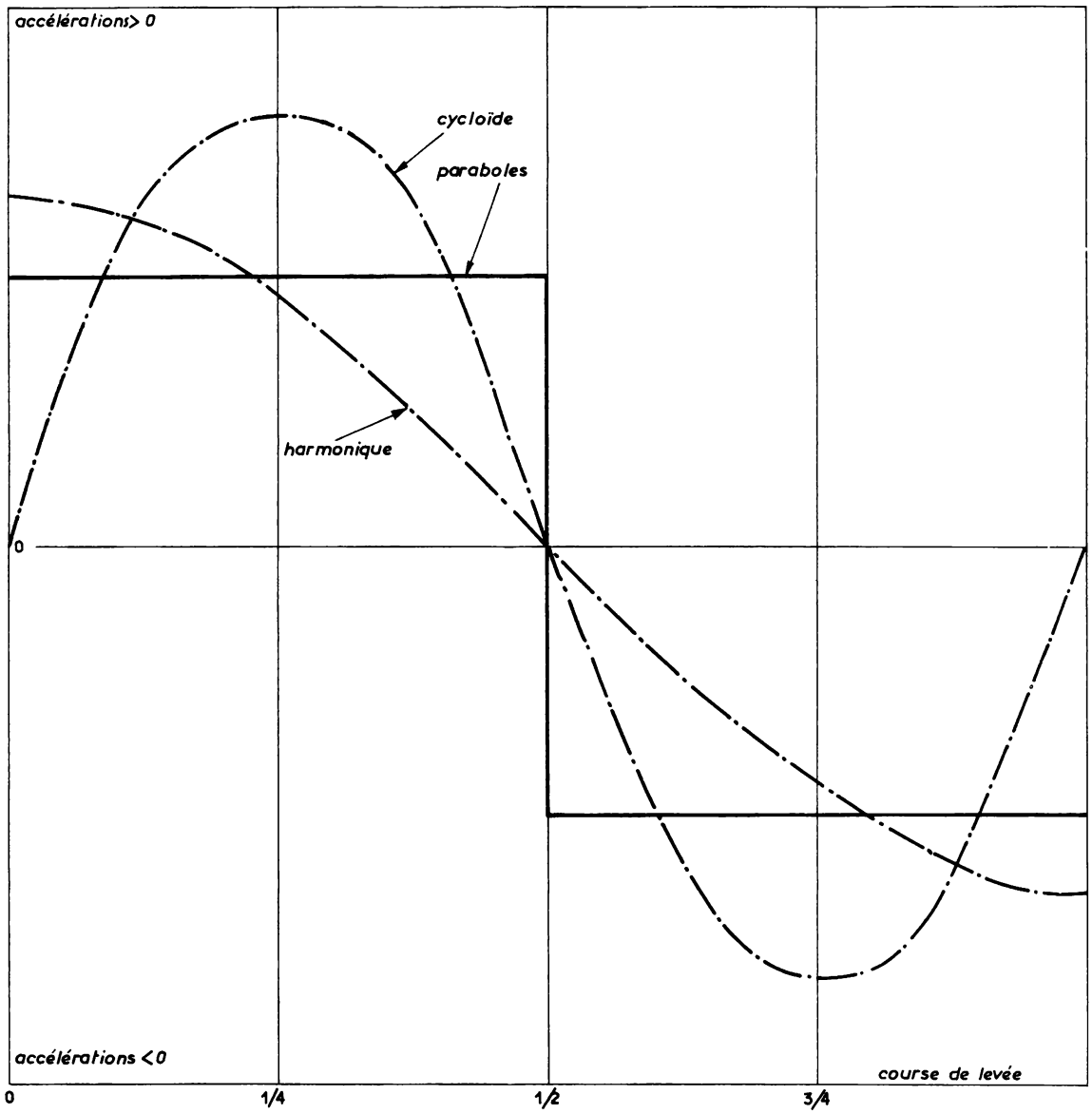


Fig. XIV. 9. - Courbes d'accélération
en fonction de différents profils de came.
(Machine Design - Juillet 1959)

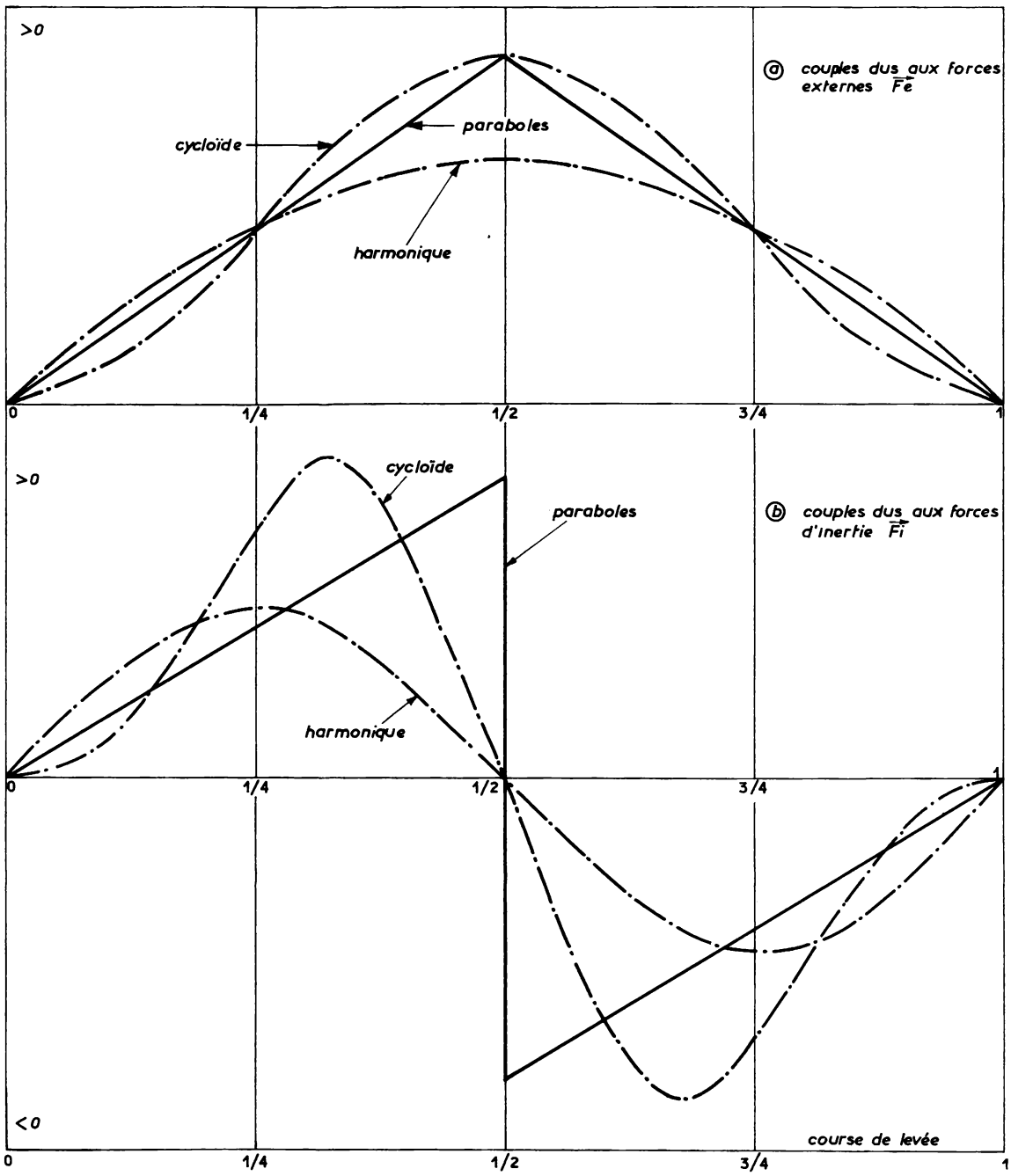


Fig. XIV. 10. - Variations relatives des amplitudes des couples de torsion en fonction de différents profils de came.

(Machine Design - Juillet 1959)

plus vite. Bien que le calcul théorique en soit classique (tableau XIV. A), on conçoit que l'on puisse avoir intérêt à le mener en accord avec un spécialiste (fig. XIV. 9) sans perdre de vue que, si la vitesse de rotation de l'arbre à cames est constante au voisinage de l'engrenage d'entraînement - dans la mesure où celle du nez du vilebrequin est elle-même constante -, par contre il n'en est pas de même à son extrémité opposée : en effet, l'arbre à cames travaillant à la torsion, la vitesse instantanée de chaque came est diminuée jusqu'au point où est transmis le couple maximal, augmentée au-delà, les amplitudes des décalages angulaires croissant au fur et à mesure que s'allonge la barre de torsion.

Le couple moteur est $(\vec{F}_e + \vec{F}_i)u/\omega$, u étant la vitesse de levée du poussoir et ω la vitesse de rotation de la came (fig. XIV. 10).

L'énergie emmagasinée par l'arbre à cames à chaque instant est elle-même proportionnelle au carré du couple et inversement proportionnelle au couple qu'il faut appliquer à l'arbre à cames en la section considérée pour le tordre de 1 radian.

On s'évertuera à faire en sorte que le contact entre la came et le taquet-poussoir se déplace sur la surface de ce dernier. Cette précaution permet d'espérer une amélioration sensible de la tenue toujours critique du contact came-poussoir sans avoir à faire appel à l'emploi de lubrifiants spécifiques dont certaines caractéristiques peuvent ne pas être hautement recommandables en d'autres endroits du moteur. D'ailleurs lorsque l'on se trouve dans des conditions de fonctionnement précaires il est souvent hasardeux de ne compter que sur un changement de formule d'huile pour porter remède à la situation. A côté des précautions de forme que nous avons évoquées ci-avant, on doit s'évertuer à trouver des combinaisons favorables entre les structures superficielles des cames et des poussoirs : alors que les poussoirs en acier sont sensibles à l'usure et au grippage, les poussoirs en fonte trempée sont très sujets à la corrosion par fatigue.

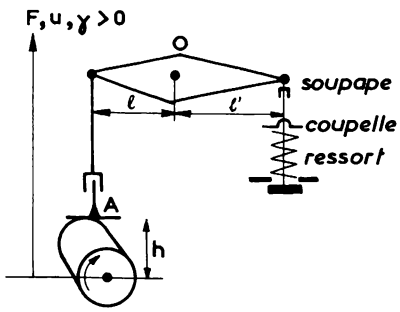
Enfin avant d'aller plus avant on n'omettra pas de vérifier, par épure, que les lois de levée des soupapes sont bien telles que, de part et d'autre du P. M. H., les soupapes entrouvertes ne risquent pas de heurter le piston, la garde de sécurité minimale étant de C/120.

b) Ressorts de soupapes

Durant la seconde partie du déplacement de levée de la soupape où le mouvement est retardé ainsi que durant la première partie du déplacement de retombée de soupape où le mouvement est accéléré, l'inertie de l'ensemble déplacé tend à séparer le poussoir de la came.

Tableau XIV.A

DYNAMIQUE DE L'ENSEMBLE COMMANDE PAR LA CAME



u_A = vitesse du poussoir
γ_A = accélération conférée par la came
} à l'instant t

m_1 = masse du plateau et de la tige-poussoir

I_2 = moment d'inertie du culbuteur en O

$K = \frac{\ell'}{\ell}$

m_3 = masse de la soupape, de la coupelle et de la moitié du ressort.

I.- Travail exercé par la came = travail des forces d'inertie

$$\vec{F}_c \cdot dh = \vec{F}_c \cdot u_A\, dt = \left[m_1 \gamma_A u_A\, dt + I_2 \left(\frac{\gamma_A}{\ell}\right)\left(\frac{u_A}{\ell}\right) dt + m_3 K \gamma_A \cdot K u_A\, dt\right]$$

$$\vec{F}_c = \left(m_1 + \frac{I_2}{\ell^2} + m_3 K^2\right) \gamma_A$$

a) Si $\vec{F}_c > 0$, la force est dirigée vers l'extérieur de la came et l'inertie appuie le poussoir sur la came.

b) Si $\vec{F}_c < 0$, la force est dirigée vers l'intérieur de la came et l'inertie écarte le poussoir de la came.

Dans ce cas, il faut provoquer une force rétablissant $\vec{F}_c > 0$ = ressort de soupape.

Ressort $\begin{cases} \vec{R}_0 = \text{tension pour la hauteur de mise en place } h_0 \\ \mathcal{R} = \text{raideur du ressort} \end{cases}$

Travail du ressort $[\vec{R}_0 + \mathcal{R}(h_0 - Kh)]\ K \cdot u_A\, dt$

$$K[\vec{R}_0 + \mathcal{R}(h_0 - Kh)] > (m_1 + I_2 + m_3 K^2)\, \gamma_A \cdot 1,1 \text{ à } 1,2 \text{ (frottements)}$$

II.- Travail des forces d'inertie = travail exercé sur la soupape

$$\left(\frac{m_1}{K^2} + I_2 + m_3\right) K \gamma_A = \vec{F}_s$$

III.- $$\vec{F}_c \cdot \ell = \vec{F}_s \cdot \ell'$$

Etant donné que cette séparation doit à tout prix être évitée, il faut utiliser un ressort exerçant, à chaque instant, un effort opposé et supérieur à la force d'inertie (augmentée de 10 à 20 % pour tenir compte des frottements, en particulier de la soupape dans son guide).

Ainsi, connaissant la loi de variation des accélérations conférées par la came, on détermine l'effort que doit développer le ressort pour la position correspondant à l'accélération négative maximale.

Par ailleurs pour la hauteur de mise en place le ressort de la soupape d'échappement doit maintenir celle-ci fermée contre une pression de 0,6 - 0,7 kg/cm^2 s'exerçant sur son diamètre intérieur ; dans le cas d'un moteur suralimenté le même rôle est assigné à la soupape d'admission à l'égard de la pression de suralimentation.

De plus les ressorts des deux types doivent assurer l'étanchéité malgré la présence de particules charbonneuses.

Il s'ensuit qu'il est possible de déterminer les caractéristiques dimensionnelles des ressorts (fig. XIV.11 a).

Il ne faut pas confondre la force et la raideur d'un ressort. La force d'un ressort n'est pas une caractéristique du ressort ; c'est un effort extérieur qu'on lui impose. Un très gros ressort au repos possède une force nulle. La raideur est, elle, une caractéristique intrinsèque du ressort : c'est le nombre de kilogrammes qu'il faut ajouter à la force préalablement appliquée pour écraser le ressort d'un millimètre supplémentaire. Un ressort est raide lorsqu'il faut une force considérable pour le déformer : cela n'implique pas qu'il aura en service à supporter une grande charge.

On admet que la raideur est constante, donc que la flèche est proportionnelle à la charge du ressort. En réalité la raideur augmente légèrement lorsque la charge croît. Si :

δ est le diamètre du fil en millimètres
d est le diamètre d'enroulement en millimètres
n est le nombre de spires

la flèche par spire utile du ressort est :

$$f = \frac{8 \cdot \vec{F} \cdot d^3}{G \cdot \delta^4}$$

avec :

$$G = 0,4\ E \simeq 8\ 500\ kg/mm^2$$

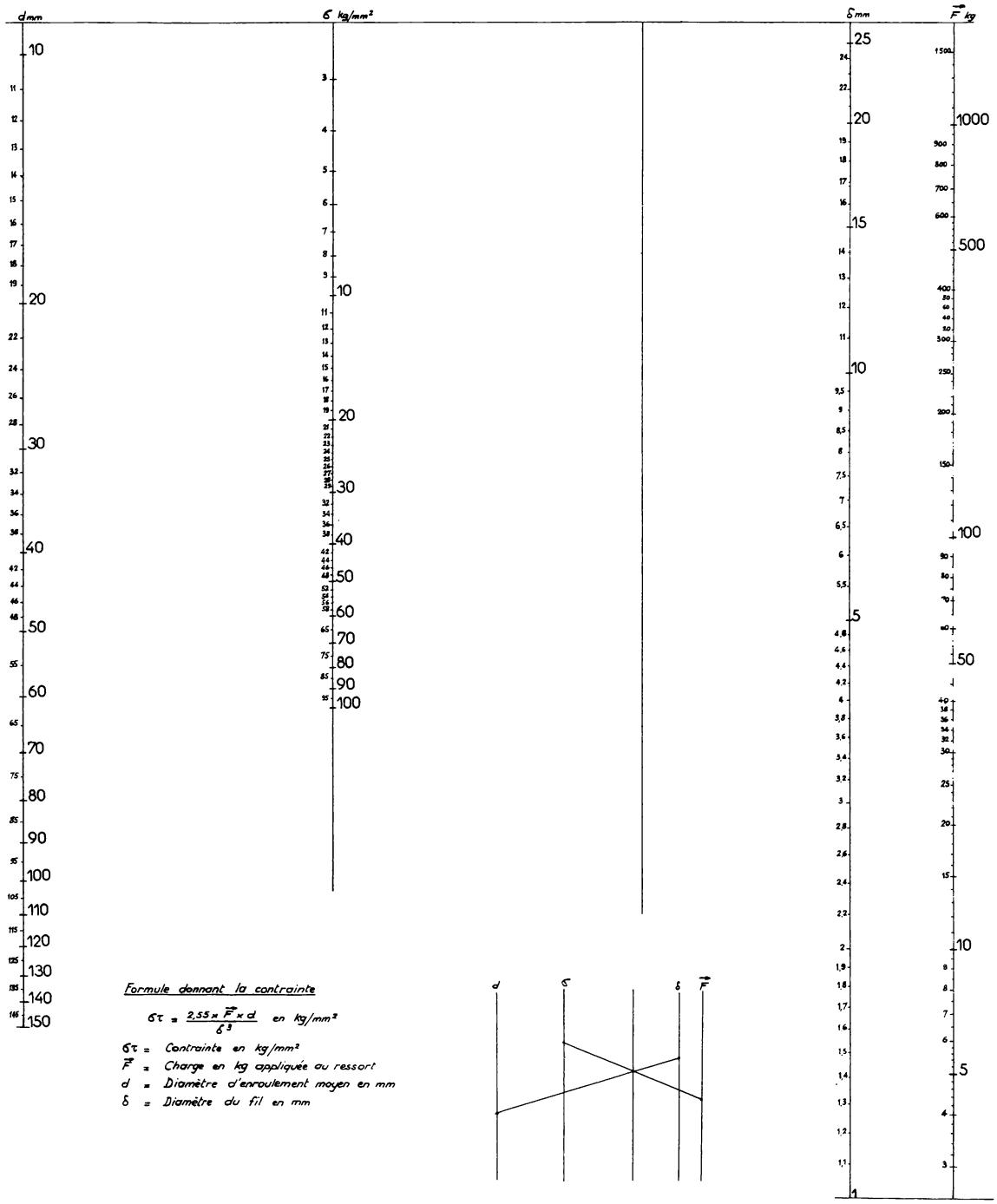


Fig. XIV. 11a. - Contraintes des ressorts en hélice à fil de section ronde.
(Document S. N. C. F.)

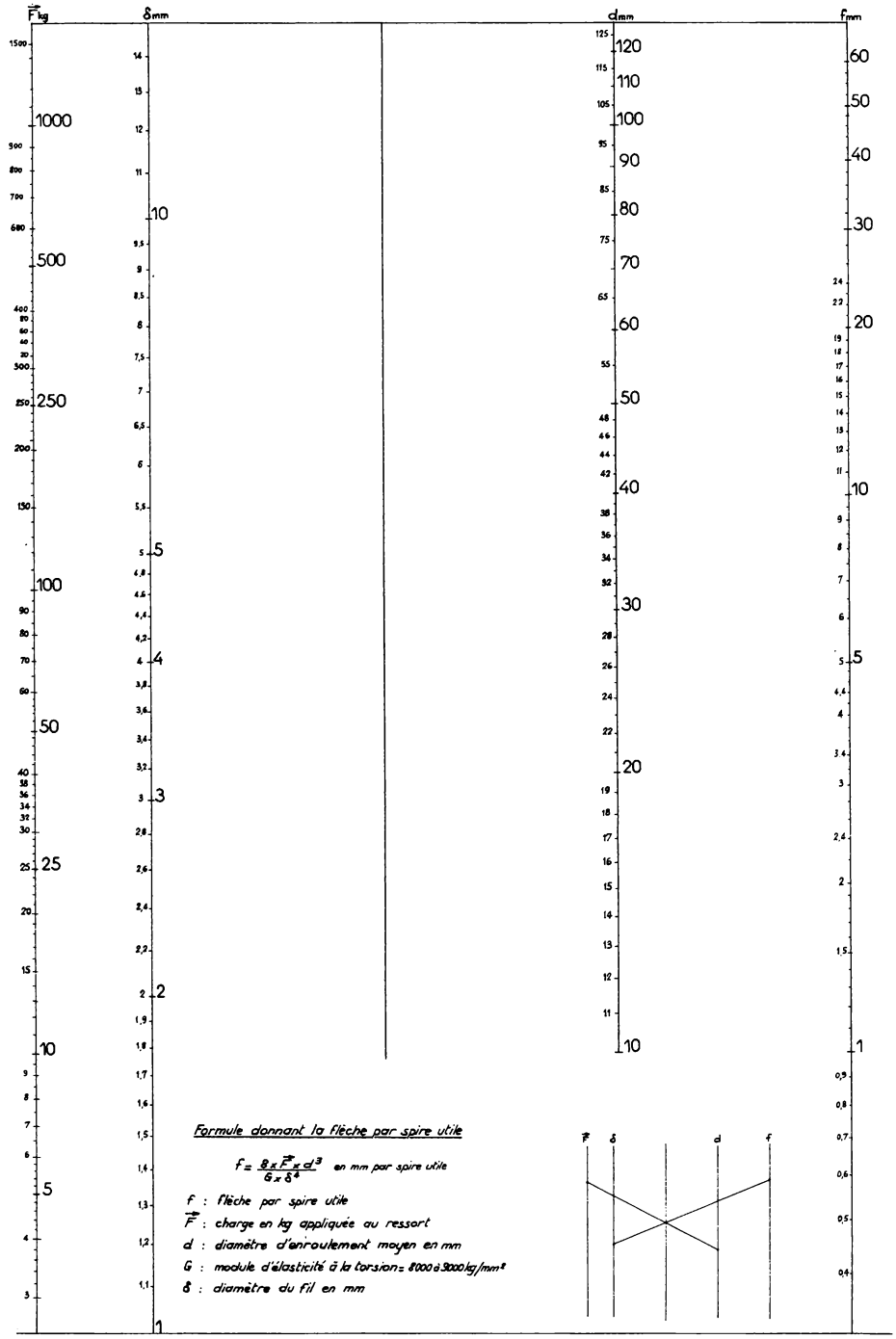


Fig. XIV. 11b. - Flèches des ressorts en hélice à fil de section ronde.
(Document S. N. C. F.)

Il lui correspond un taux de travail moyen dans la section du fil :

$$\sigma_\tau = \frac{8 \cdot \vec{F} \cdot d}{\pi \cdot \delta^3} \qquad \text{(fig. XIV.11 b)}$$

Mais, même si le ressort est enroulé sans torsion, la surface du métal du ressort ne travaille ni comme les fibres superficielles d'une poutre soumise à flexion ni comme celle d'une barre soumise à torsion. En conséquence la limite d'endurance à la fatigue ne peut découler de l'application directe de la dernière formule : la contrainte σ_τ doit donc être multipliée par un coefficient de forme ψ, tenant compte du rapport $\frac{d}{\delta}$ (fig. XIV.12).

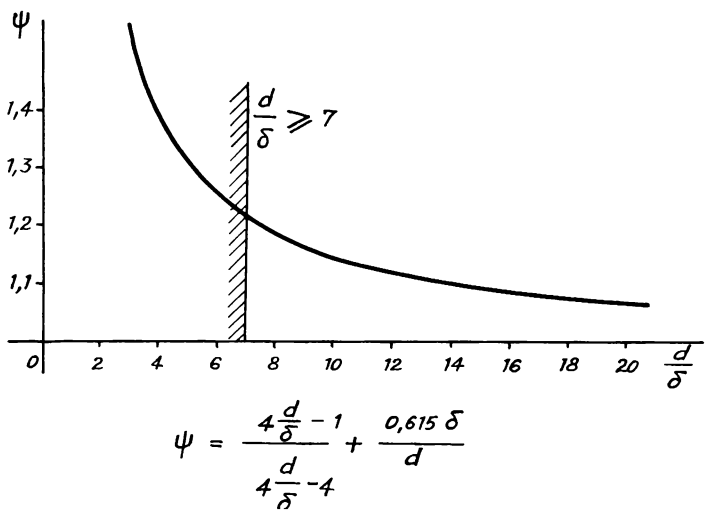


Fig. XIV. 12. - Ressorts de soupapes. Facteur correcteur de forme.

En règle générale la valeur de d, limitée par l'encombrement, est $\geqslant 7\,\delta$ et la hauteur du ressort à la mise en place (soupape fermée) $\leqslant 5$ d. Par ailleurs on ne doit pas perdre de vue que, en aucun cas, les spires ne doivent se toucher et que le pas de l'hélice doit être au plus égal à d/3.

Pour avoir un appui correct du ressort, les extrémités en seront meulées et les spires extrêmes rapprochées : on comptera donc une spire nulle à chaque extrémité.

On ne perdra pas de vue l'intérêt qui s'attache à ce que l'amplitude des contraintes ondulées, se développant entre les deux positions soupape ouverte (contrainte maxi) et soupape fermée (contrainte mini

constante), soit aussi faible que possible. En pratique pour des aciers durs au carbone, dits corde à piano (0,8 C - 0,4 Mn - 0,25 Si), écrouis et ayant subi un revenu à 300°C avant conformation on ne dépassera pas σ_T = 45 kg/mm^2 avec une contrainte minimale (correspondant à $\vec{F}_f$) supérieure à 30 kg/mm^2. Pour des aciers mangano-siliceux (0,45 C - 0,6 Mn - 2 Si) ou au chrome-vanadium conformés avant trempe à l'eau ou à l'huile à 900°C et revenu entre 300 et 400°C, on pourra admettre des contraintes maximales de 60-65 kg/mm^2 avec contrainte mini ⩾ 35-40 kg/mm^2 (fig. XIV.13). Par grenaillage de la surface on pourrait, d'après certains, accepter de monter à 80 kg/mm^2.

On est donc incité à choisir des ressorts aussi flexibles que possible, ce qui conduit fréquemment à une solution comprenant deux ressorts axiaux.

°°°

L'ensemble (ressort de soupape + masse de la soupape) forme un système oscillatoire à deux degrés de liberté (extension ou compression + torsion).

Imaginons que, à un ressort à boudin très flexible suspendu verticalement, nous accrochions une tige horizontale munie de deux masses égales, symétriquement disposées et pouvant coulisser le long de la tige. Si nous tirons le ressort vers le bas puis que nous le relâchions, il prend un mouvement oscillatoire amorti d'une fréquence donnée. On conçoit que, pour une certaine position des masses, la fréquence naturelle d'oscillation de torsion de l'ensemble puisse être égale à la fréquence naturelle d'oscillation longitudinale : dans ces conditions, le mouvement oscillatoire longitudinal se transforme graduellement en oscillations purement torsionnelles lesquelles, à leur tour, se retransformeront graduellement en oscillations purement longitudinales.

La conjugaison plus ou moins parfaite de ces vibrations longitudinale et torsionnelle qui peut se produire dans le fonctionnement des ressorts de soupape semble bien constituer l'une des causes de rotation de soupape.

°°°

Parmi toutes les solutions possibles il importe de ne retenir que des ressorts dont la fréquence propre de vibration longitudinale soit au-dessus de la fréquence d'un harmonique d'ordre élevé de la période

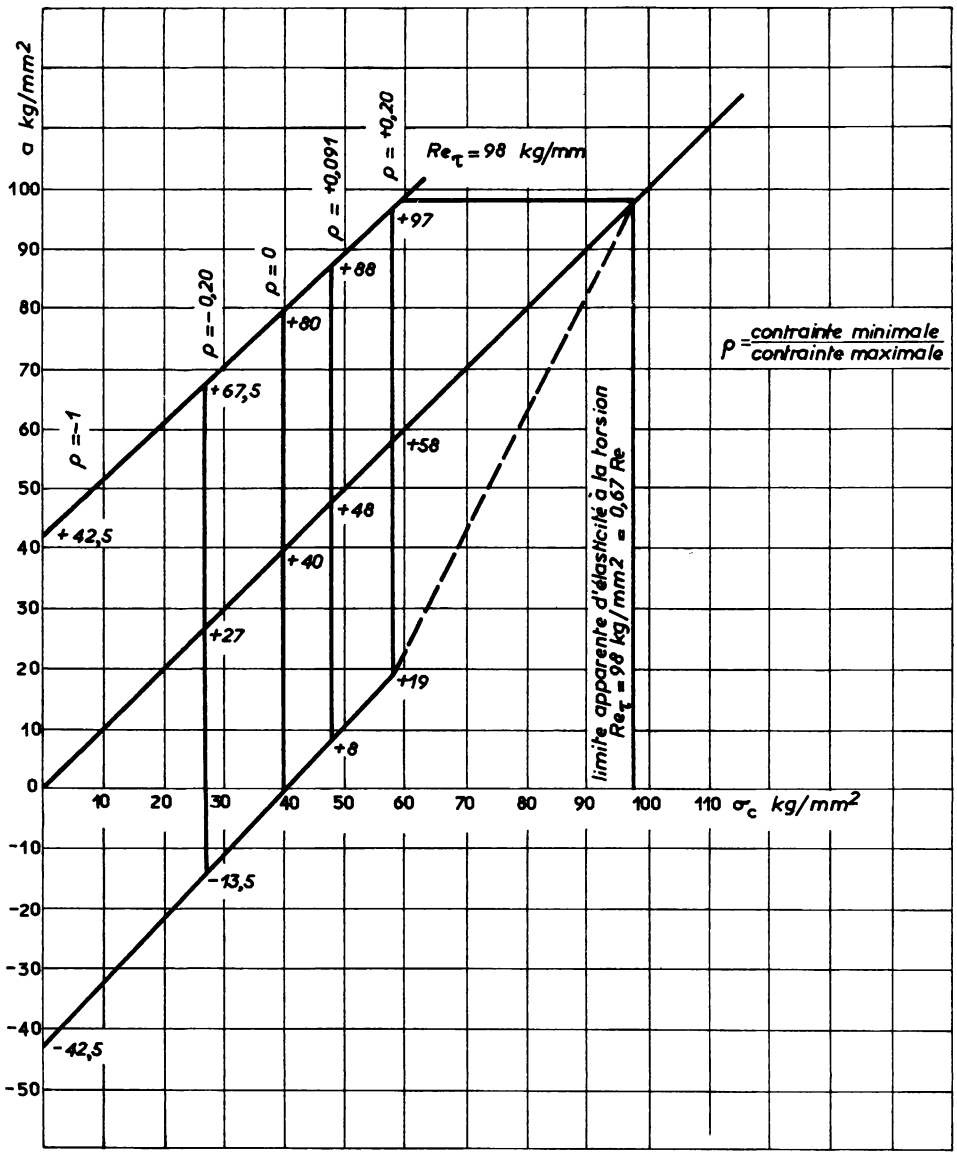


Fig. XIV. 13. - Diagramme de GOODMAN des contraintes acceptables pour l'acier d'un ressort à soupape traité pour R = 160 kg/mm^2 ; R_e = 145 kg/mm^2 ; A % = 10 ; S % = 50. Diamètre de l'éprouvette SCHENK = 7,97 mm avec gorge circulaire : diamètre à fond de gorge : 6,5 mm (Acier V. 300. Aubert et Duval).

(Document Aubert et Duval)

d'excitation de la soupape : en conséquence cette fréquence propre de vibration longitudinale sera au moins huit fois la vitesse de rotation maximale de la came ; à douze fois ce sera pratiquement parfait.

Les origines de ces vibrations sont de deux essences :

a) Celles dues aux chocs se produisant à la mise en mouvement, à la fermeture, à des changements brusques d'accélérations;
b) A un degré moindre celles dues à la loi de levée.

Toute variation d'effort se fait d'abord sentir sur les spires d'extrémité avant de se transmettre aux autres suivant une onde dont la vitesse, si grande soit-elle, n'en reste pas moins finie.

Il s'ensuit des variations cycliques de contraintes, alternativement positive et négative, qui, à chaque instant, se composent algébriquement avec la tension calculée pour la flèche statique.

La fréquence propre fondamentale d'oscillation du ressort en périodes par minute :

$$\frac{30}{\sqrt{m}} \sqrt{\frac{\vec{F}_0 - \vec{F}_f}{h}}$$ doit donc être $> 12 . \frac{N}{2}$ dans le cas d'un 4 temps

. N dans le cas d'un 2 temps.

Dans cette formule :

m est la masse du ressort
$\vec{F}_0$ la force de compression du ressort, soupape ouverte
$\vec{F}_f$ la force de compression du ressort, soupape fermée
h la hauteur de levée de la soupape

(valeurs à bien choisir dans le même système d'unités).

N étant la valeur de la survitesse du moteur (1, 2 fois la vitesse nominale) :

a) h étant fixé, on a intérêt à choisir m petit ; or le poids d'un ressort est :

$$mg = 7,6 \frac{\pi^2 \delta^2 . d . n}{4.10^6}$$

b) A m et h donnés, on a intérêt à choisir $(\vec{F}_0 - \vec{F}_f)$ grand, mais

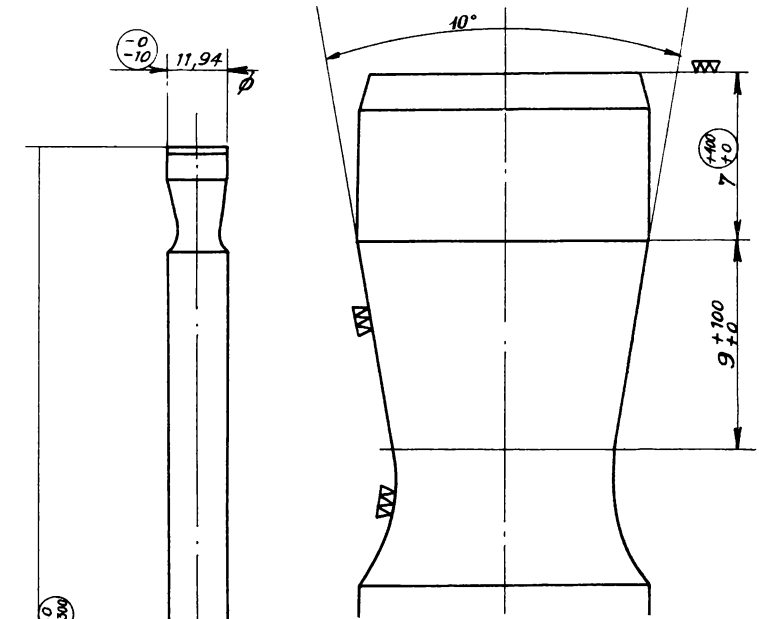
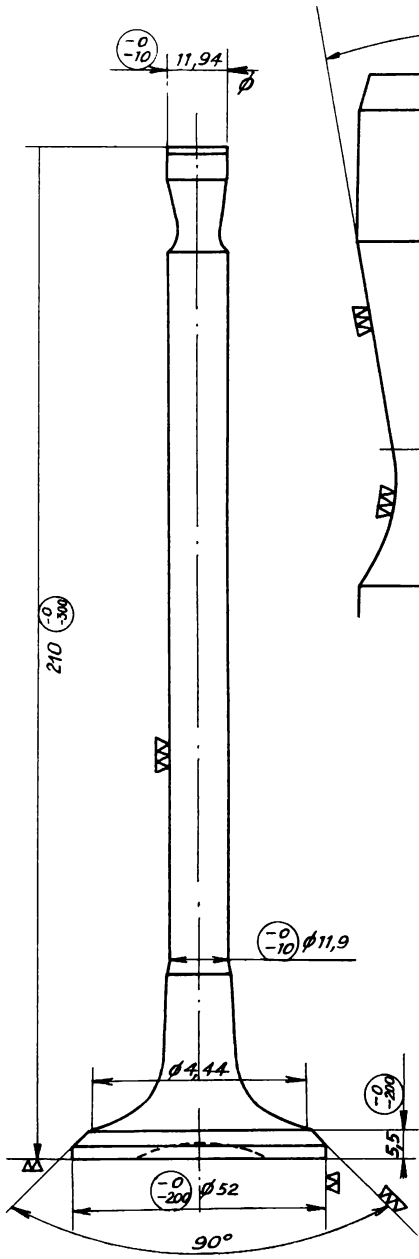


Fig. XIV. 14 a. - Extrémité de tige de soupape (Acier Z 40 C S D 10).



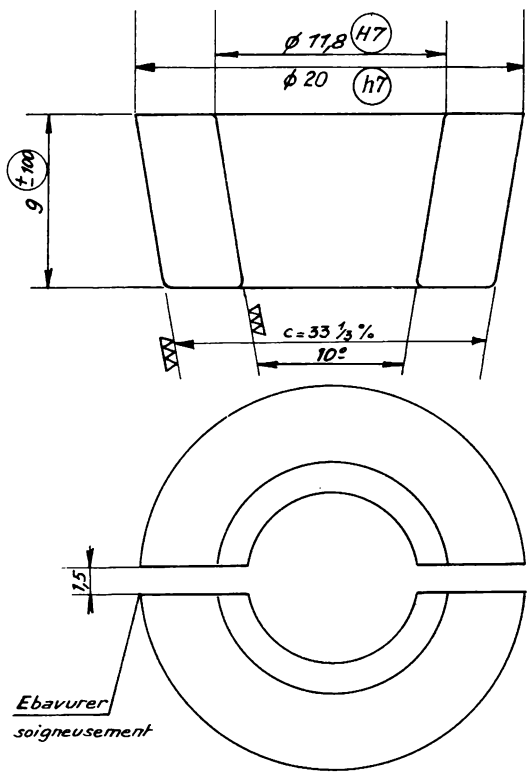


Fig. XIV. 14 b. - Bague d'appui (en 2 parties) (Acier X C 42) pour tige de soupape du type représenté en 14 a. ⟶

on est rapidement limité dans cette voie par l'impératif de tenue du ressort à la fatigue.

Au total, l'ensemble des considérations ci-dessus conduit fréquemment à utiliser deux ressorts coaxiaux.

L'avant-projet de ressort ainsi établi sera soumis à un spécialiste aux fins de vérification, accord et complément.

°°°

L'un des facteurs principaux dont dépend l'endurance des ressorts est la décarburation superficielle. La billette, produite par laminage à 1 100°C environ, sera donc écroûtée par meulage de la surface afin d'éliminer cette couche décarburée et les traitements thermiques ultérieurs auront lieu, de préférence, en atmosphère non oxydante.

Cette pratique améliore de près de 100 % la résistance à la fatigue ; elle est absolument indispensable pour les ressorts trempés après conformation.

Si, en cas d'absence de toute corrosion, il est des taux d'efforts qui peuvent être appliqués indéfiniment, par contre, en atmosphère corrodante, il n'est pas d'exemple qu'un effort si petit soit-il n'entraîne la rupture avant 10 millions d'alternance (soit environ 200 h de marche). Pour éviter toute corrosion par les vapeurs d'eau et de combustible, on a longtemps recommandé de protéger la surface des ressorts par cadmiage électrolytique. Il est très indiqué de passer au four les ressorts ainsi traités, immédiatement après ce plaquage, afin d'éliminer l'hydrogène qui aurait pu être absorbé durant l'opération. Faute de quoi, l'hydrogène restant dans les pores de l'acier, il pourrait s'ensuivre une dangereuse fragilité.

Actuellement on tend à utiliser :
- Soit le zinc ou l'aluminium pulvérisé (mais, surtout sur les ressorts de petite dimension, le revêtement peut craqueler et se détacher);
- Soit des peintures, émaux ou plastiques (polyéthylènes) (mais éviter la formation de bulles qui localisent la corrosion et la formation de gouttes qui risquent de faire toucher les spires);
- Soit une couche de plomb, ce qui paraît être la meilleure des solutions.

LIAISON RESSORTS - SOUPAPES (fig. XIV.14)

Les ressorts seront reliés aux tiges de soupapes au moyen de coupelles liées par coincement ou butée de demi-lunes à la soupape elle-même.

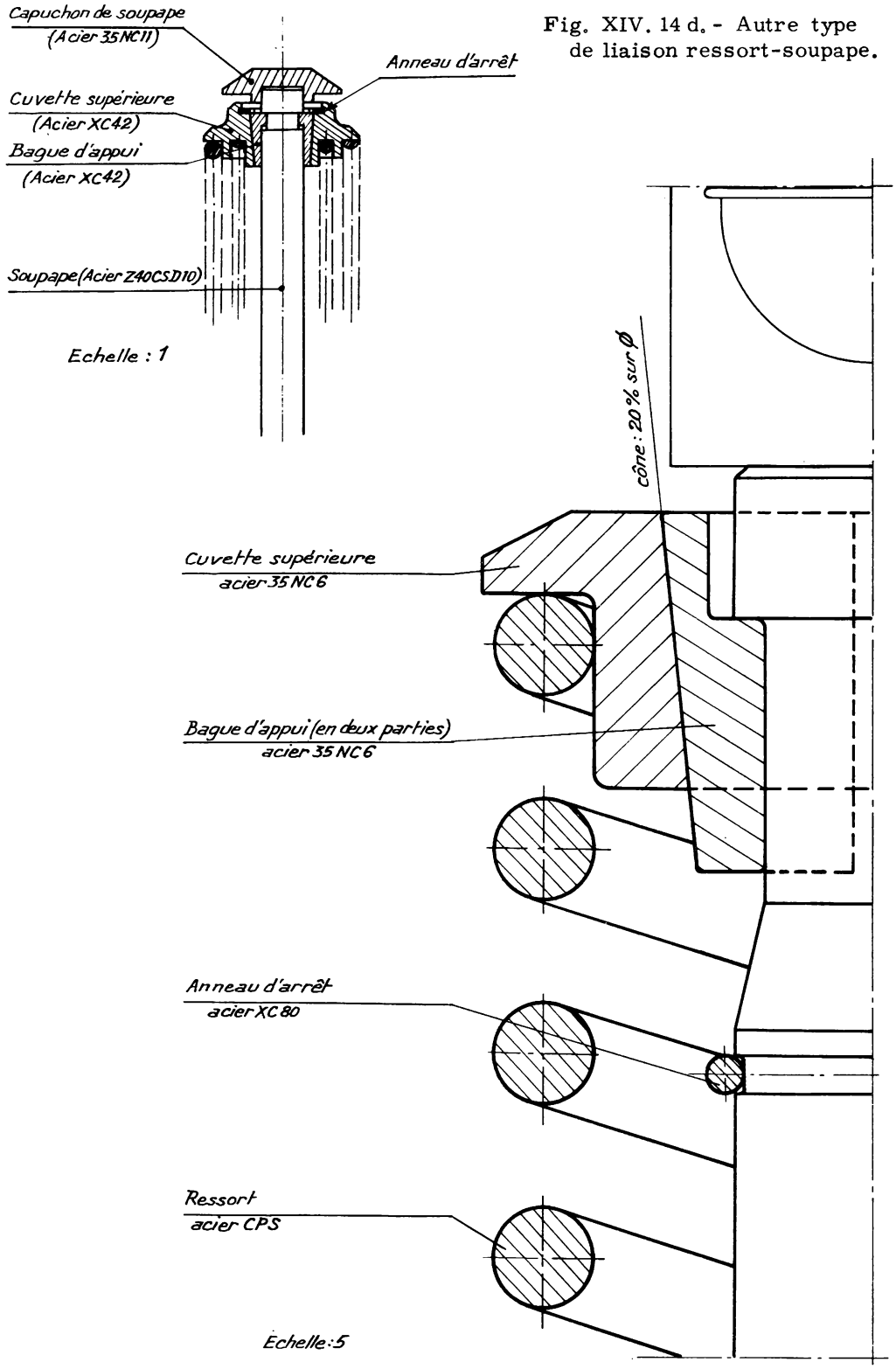


Fig. XIV. 14 d. - Autre type de liaison ressort-soupape.

Fig. XIV. 14 c. - Autre type de liaison ressort-soupape.

Si le culbuteur attaque directement la queue de soupape, l'embout devra en être trempé ; dans ce cas, on ménagera une longueur cylindrique au moins égale au diamètre de la tige au-dessus de l'embrèvement des demi-lunes pour ne pas détruire par cette trempe les caractéristiques de l'acier dans l'embrèvement.

BIBLIOGRAPHIE

HUEBNER. Engrenages de longévité maximale et de dimensions minimales. S.A.E. Journal, juillet 1960.

AYRES, BIDWELL, PILGER et WILLIAMS. Usure de la culbuterie en fonction de la métallurgie, des conditions de marche et des lubrifiants. S.A.E. Transactions, volume 66-1958.

BEARD. Quelques aspects du dessin des cames de soupapes. Communication à l'I.M.E., 9 décembre 1958.

ROTHBART. Courbes de torsion de cames. Machine Design, 23 juillet 1959.

LOESER, TEAGUE, WILLSON et TWISS. Essais de lubrifiants du contact came-poussoir. Lubrication Engineering, avril et mai 1957.

MARTY (R.). Etablissement des cames et vibration des ressorts de soupapes. Journal S.I.A., novembre-décembre 1944.

LIGIER. Considérations théoriques et pratiques sur le ressort à boudin. Revue générale de mécanique, avril 1951.

LIGIER. Technique essentielle permettant le meilleur emploi de l'acier dans la fabrication des ressorts (la préconformation). Revue générale de mécanique, janvier 1952.

GODDET. Fabrication des ressorts à boudin. Journal de la S.I.A., mars 1961.

LIGIER. Le "shotpeening". Son application aux ressorts. Revue générale de mécanique, octobre 1950.

DARLEY. Causes de rupture de ressorts de soupapes de moteurs Diesel, en fonction de la fatigue. Gas and Oil Power, revue annuelle 1955.

SPAULDING. Amélioration de la résistance à la fatigue des ressorts. S.A.E. Journal, mars 1956.

QUATRIEME PARTIE

LES AUXILIAIRES

Chapitre XV

LE REFROIDISSEMENT

Les parois internes d'un moteur Diesel qui fonctionnerait sans circuit de refroidissement forcé atteindraient rapidement une température supérieure à 300°C. La lubrification des surfaces frottantes s'avèrerait donc alors irréalisable et le fonctionnement impossible même si la résistance à chaud des matériaux adoptés était encore suffisante.

Le refroidissement obligatoire des parois doit être réalisé sans perdre de vue que toute calorie prélevée dans les gaz de combustion n'a plus aucune chance de se transformer en travail utile : il est donc intéressant de limiter dans toute la mesure du possible l'importance du refroidissement (fig. XV.1).

La culasse est la pièce pour laquelle les distorsions dues aux contraintes thermiques sont les plus importantes ; c'est donc en son sein qu'il faut évacuer le plus grand flux thermique ; à l'opposé, les bas de chemise où les gaz relativement froids séjournent peu de temps n'évacuent pratiquement rien même lorsque le contact piston-cylindre est parfait. La pièce thermiquement la plus chargée - piston, segment et, éventuellement, chambre de combustion mis à part - est la soupape d'échappement du fait qu'elle est en contact prolongé avec les gaz d'échappement et que les calories n'en sont évacuées que par la tige et le guide d'une part, par le siège, d'ailleurs souvent encrassé, d'autre part.

Toutefois les températures des soupapes d'échappement d'un moteur Diesel sont nettement inférieures à celles rencontrées dans le moteur à allumage commandé.

Le rapport de la quantité de chaleur évacuée à la quantité d'énergie calorifique transformée en travail utile :

- Diminue lorsque le couple moteur croît $Q \simeq f\ (\mathcal{C}^{-0,4})$ (fig. XV. 2)
- Augmente lorsque la vitesse de rotation augmente $Q \simeq f\ (N^{0,6})$.

Le tableau ci-dessous donne quelques valeurs de moteurs 4 temps 1 500 tr/mn de conception moderne

Moteur 4 temps 1 500 tr/mn / Energie	16 cylindres en V 175 . 180/192 p.m.e. = 11,7 Injection directe	12 cylindres en V 175 . 210 p.m.e. = 13,2 Préchambre	12 cylindres en V 175 . 180/192 p.m.e. = 10,4 Injection directe	12 cylindres en V 150 . 170/179,5 p.m.e. = 6,8 Injection directe	6 cylindres 140 . 180 p.m.e. = 6,5 Injection directe
Transformée en puissance utile	39,50 %	36 %	39,70 %	38,70 %	35 %
Contenue dans gaz d'échappement	36,80 %	37,70 %	37,80 %	36,40 %	37,70 %
Contenue dans eau refroidissement du moteur	14,25 %	17,70 %	17,90 %	23,30 %	24,90 %
Contenue dans eau refrigération air de suralimentation	5,25 %	4,20 %	2,85 %	0	0
Contenue dans huile de graissage	4,20 % (pistons refroidis)	4,40 % (pistons refroidis)	1,75 %	1,60 %	2,40 %

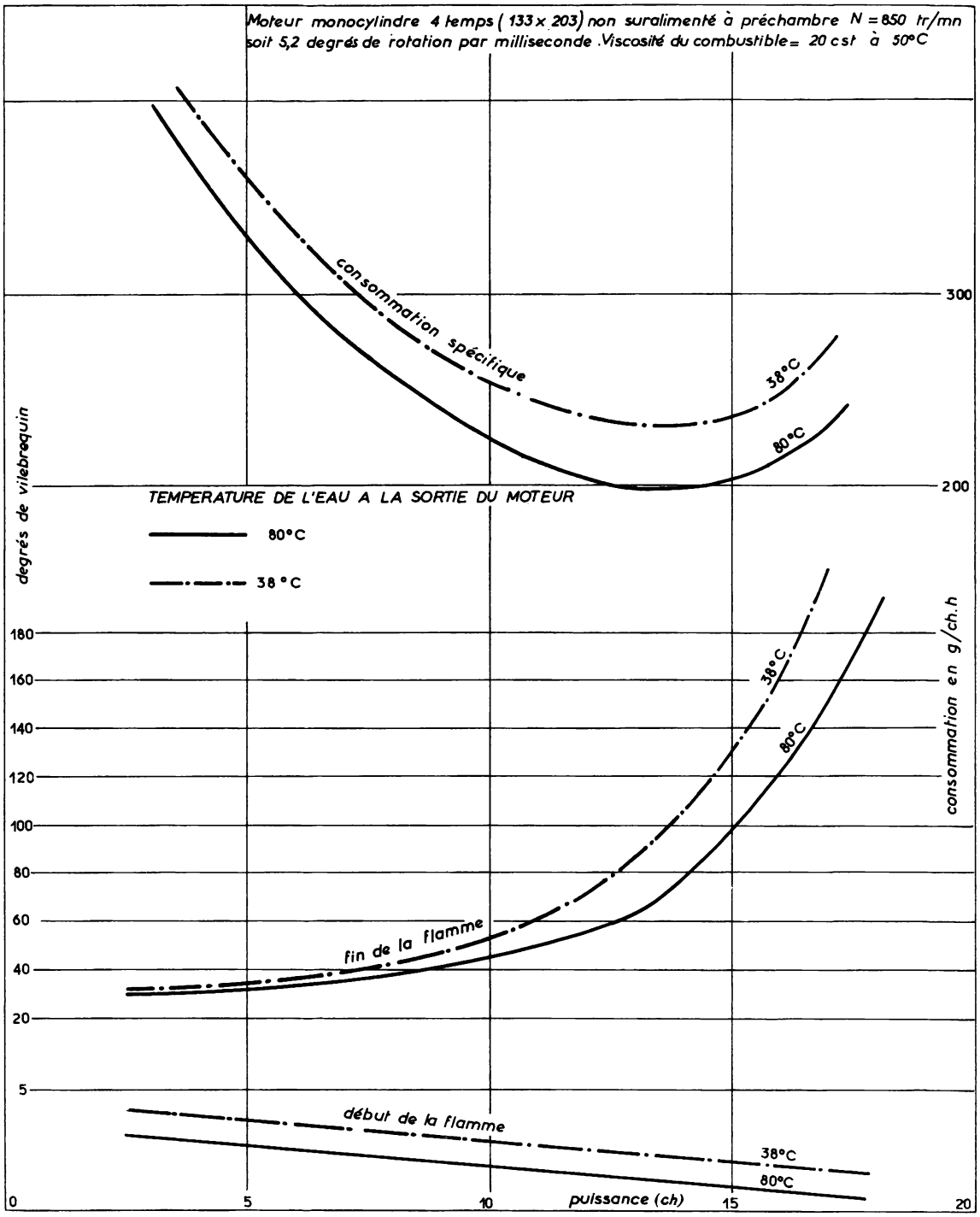
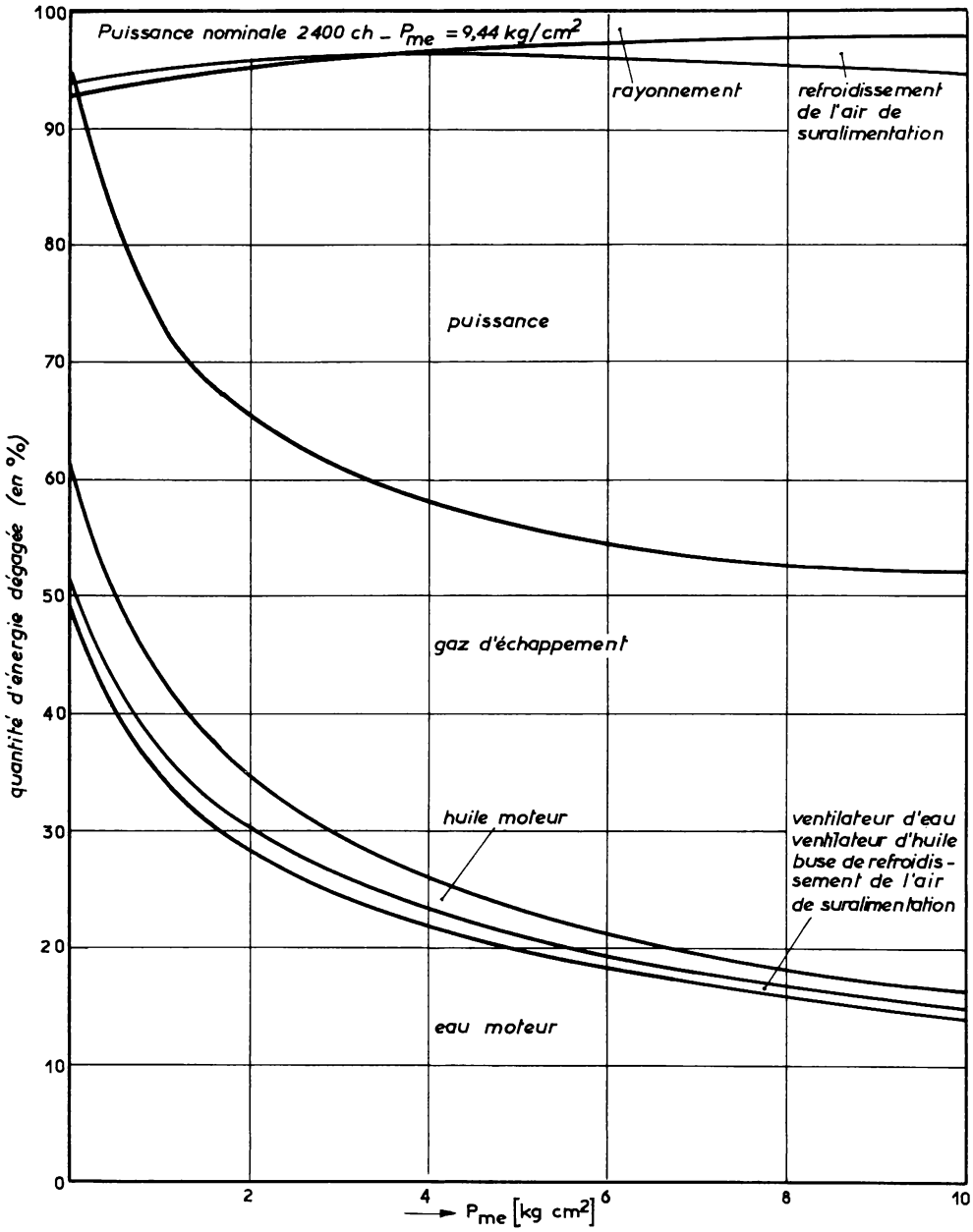


Fig. XV. 1. Influence de la température de l'eau de refroidissement sur le temps de combustion et la consommation.

(d'après S. A. E. Transactions 1937)



eau de refroidissement	16,00%	huile moteur	1,64%
ventilateur d'eau	0,32 -	ventilateur d'huile	0,11 -
buse de refroidissement de l'air de suralimentation	0,16 -	refroidissement de l'air de suralimentation	1,91 -
rayonnement	2,42 -	gaz d'échappement	38,0 -
température d'entrée d'huile	45°	puissance utile moteur	39,45 -
		température sortie d'eau	60°

température d'eau entrée échangeur d'eau de suralimentation 30°

Fig. XV. 2. - Bilan thermique des moteurs Diesel V9V 30/45 suralimentés et air de suralimentation, refroidi à 400 tr/mn (sans refroidissement de piston).

(Document MAN)

Au régime nominal, la valeur de ce rapport varie de 1,1 à 0,6 suivant le type de moteur (cf. fig. III.13) , les valeurs les plus élevées se rencontrent en général avec les moteurs non suralimentés à pré-chambre de combustion ; les plus faibles habituellement avec les moteurs suralimentés à injection directe.

On table généralement dans le cas des moteurs à injection directe sur une quantité de chaleur à évacuer voisine de :

- 450 à 500 kilocalories (ou millithermies) par cheval et par heure en version "non suralimenté" ;
- 300 à 350 kilocalories (ou millithermies) par cheval et par heure en version "suralimenté".

Les températures régnant à l'intérieur d'un cylindre varient d'environ 1 700°C à environ 100°C, les températures les plus élevées n'existant que durant un temps assez court.

Les oscillations périodiques de température de paroi interne qui s'ensuivent s'amortissent pratiquement en un millimètre de profondeur.

La température moyenne de parois internes ne doit pas être inférieure à 70°C afin d'éviter la condensation des acides sulfurique, sulfureux et azotique présents dans les gaz de combustion. L'influence exercée sur le déroulement de la combustion par la température des parois s'amenuise d'ailleurs au fur et à mesure que l'alésage croît ; au demeurant, cette influence est, toutes choses égales par ailleurs, beaucoup moins déterminante que celle due à la variation de la température de l'air admis ainsi qu'il est loisible de le constater en comparant les diagrammes figure XV.1 et figure III.20 en prenant comme base de comparaison la valeur en millisecondes du délai d'inflammation et sans perdre de vue qu'il ne s'agit pas du même moteur.

En réalité la régulation de la température d'eau est opportune - voire indispensable - surtout pour le bon déroulement de la combustion à faible couple des moteurs à vitesse variable ainsi que nous avons l'occasion de le souligner au cours du chapitre III.

A l'opposé, cette température de parois est limitée par la condition de ne pas dépasser la température de 200°C en fond de gorges de segments. Dans le cas de moteurs de très gros alésages, ces deux conditions s'avèrent souvent difficilement compatibles ; la seconde condition faisant prime sur la première, les chemises de ces moteurs sont parfois l'objet de corrosions d'autant plus intenses que le temps d'action est inversement proportionnel à la vitesse de rotation et que, pour amortir les suppléments d'investissement dus au prix au cheval

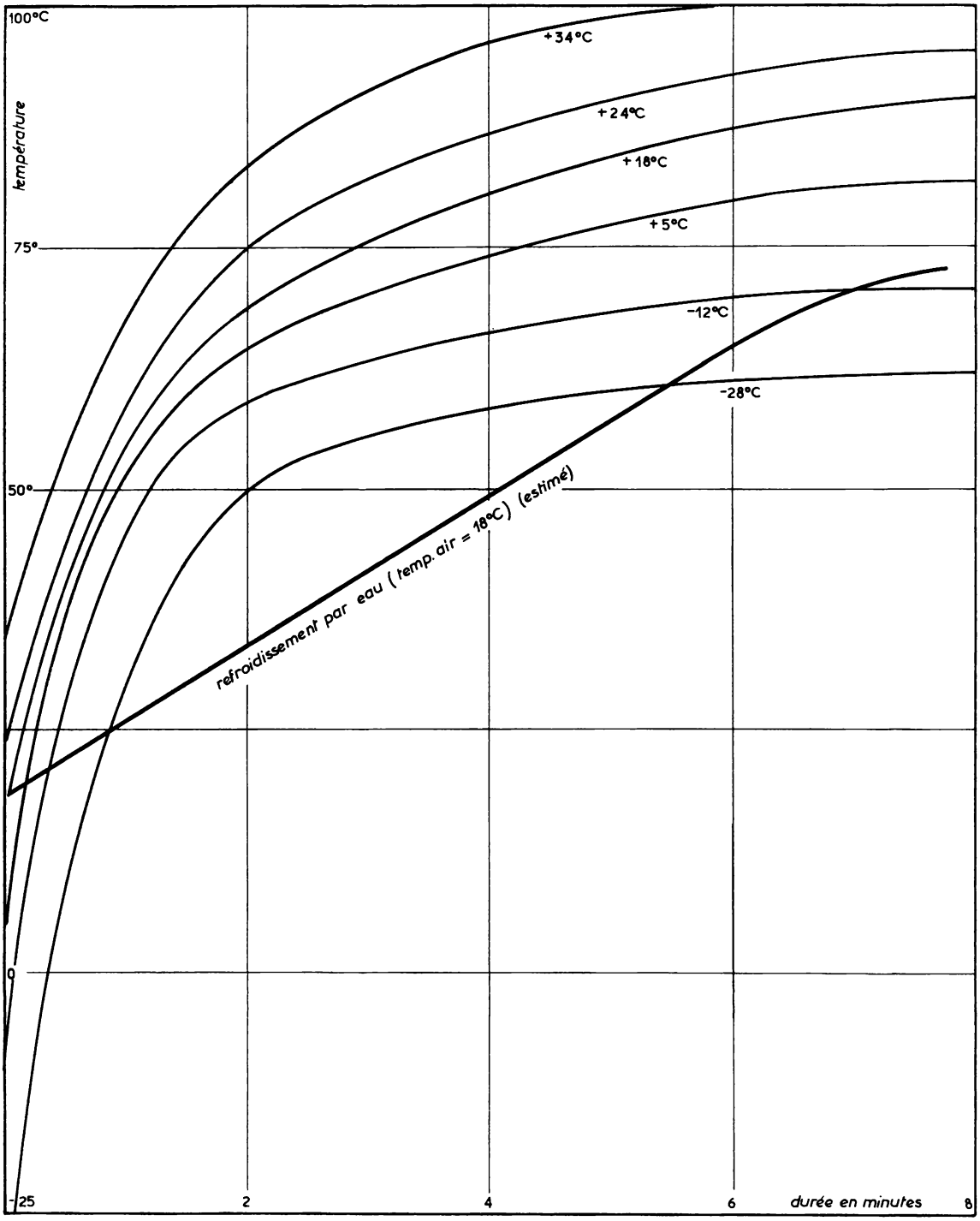


Fig. XV.3. - Montée en température des parois de cylindres pour différentes températures d'air ambiant. (d'après M.T.Z., Mars 1953)

plus élevé, l'armateur est conduit à utiliser des combustibles beaucoup plus chargés en soufre.

Lorsque cette limitation de température de fond de gorges de segment n'existe pas - cas des moteurs à petit alésage et des moteurs à pistons refroidis - la température maximale des parois est fixée par l'impératif de ne pas détruire le film d'huile ou, pour le moins, de ne pas compromettre sa viscosité : cette limite est de l'ordre de 180°C.

La température des parois externes de cylindres peut être considérée comme constante au cours d'un cycle.

La quantité de chaleur emportée est proportionnelle à l'écart des températures entre gaz et parois, à la densité et à la vitesse de circulation des gaz.

Le refroidissement forcé ayant pour objet de contrôler la température de paroi peut être assuré soit par courant d'eau soit par courant d'air.

Ces procédés conduisent, l'un et l'autre, en dernière étape à céder à l'air ambiant la quantité de chaleur prélevée au moteur. Le refroidissement direct par air, s'il présente l'intérêt incontestable de poids et d'encombrement moindres, de simplicité d'utilisation et d'entretien, d'absence de précautions à prendre contre le gel, ne permet pas, par contre, d'atteindre des taux de transfert thermique d'un niveau comparable à ceux couramment utilisés dans le cas du refroidissement indirect par l'eau ; il s'ensuit une plus grande inégalité dans la répartition des températures autour des cylindres - bien que l'emploi de cylindres en alliage d'aluminium minimise cet inconvénient - et parfois une dépense d'énergie nettement plus importante. Mais par ailleurs, la température moyenne des ailettes d'un moteur à refroidissement par air pouvant atteindre 125°C alors que celle de l'eau ne peut dépasser 85°C (à moins que l'on ne recourt à la mise sous pression), un avantage pour le refroidissement par air apparaît lorsque la température ambiante s'élève : le gain de poids de l'ensemble (moteur + appareil refroidisseur) est sensible au-dessus de 45°C d'ambiance. Enfin notons que les parois internes des cylindres refroidis par air s'échauffent beaucoup plus rapidement que celles des moteurs à refroidissement par eau (fig. XV.3).

A. - LE REFROIDISSEMENT PAR EAU

Pour tous les moteurs refroidis par eau la température moyenne des cloisons reste, même avec de l'eau à 100°C, inférieure à 120°C. Il est donc suffisant, pour permettre le fonctionnement du moteur,

d'assurer simplement l'évacuation régulière des calories transmises aux parois.

La quantité de chaleur transmise par unité de surface et par unité de temps est :

$$dQ = h\ (\theta_{gaz} - \theta_{1\ \text{paroi interne}})$$
$$= \lambda\ (\theta_1 - \theta_{2\ \text{paroi externe}})\ .\ \frac{1}{e}$$

avec e = épaisseur des cloisons

$$= h'(\theta_2 - \theta_{eau})$$
$$= H\ (\theta_{gaz} - \theta_{eau})$$

avec $\frac{1}{H} = \frac{1}{h} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h'}$.

Si les unités choisies sont la grande calorie, le mètre carré de paroi, la minute et le degré Celsius :

h = coefficient de transmission thermique par convection gaz-paroi, proportionnel à la densité des gaz (donc croissant avec la puissance indiquée), est de l'ordre de 6 à 7;

λ = coefficient de conductibilité thermique est, aux températures régnant dans les cloisons du moteur :
- Pour la fonte, de l'ordre de 700 par millimètre d'épaisseur
- Pour un alliage d'aluminium, de l'ordre de 2 400 par millimètre d'épaisseur;

h' = coefficient de transmission thermique par convection paroi-eau est de l'ordre de 200 pour une vitesse d'eau de l'ordre de 1 m/s.

$\frac{e}{\lambda}$ et $\frac{1}{h'}$ sont donc négligeables devant $\frac{1}{h}$ et l'on peut adopter H = h tant que l'épaisseur e des cloisons reste inférieure à 20 millimètres, ce qui est le cas de tous les moteurs ayant moins de 300 millimètres d'alésage ; pour ceux-ci l'épaisseur, et même la nature, des cloisons restent donc sans influence sensible sur le refroidissement.

Pour éviter qu'un échauffement inégal des différentes parties du moteur ne risque de provoquer des contraintes imprévisibles et incalculables, on a empiriquement établi que le débit traversant le moteur doit être tel que, en aucun cas, la différence de température de l'eau entre l'entrée et la sortie du moteur ne soit supérieure à 10°C. Il s'ensuit que le débit horaire de l'eau à la vitesse nominale sera de l'ordre de :

60 à 70 litres par cheval en version "non suralimenté" ;
40 à 50 litres par cheval en version "suralimenté".

Mais nombreuses sont, à l'intérieur d'un bâti-cylindres ou d'une culasse, les anfractuosités et même les zones où le courant d'eau est faible et la température de l'eau supérieure à la température de sortie : en aucun cas une température locale ne doit pouvoir s'élever au point de provoquer la formation de poches de vapeur.

Notons que le coefficient h' de convection paroi-eau peut s'exprimer par un produit tel que :

$$K' = A \cdot D^a \cdot \Delta\theta^b \cdot C_p \cdot \lambda_f^d \cdot \bar{\omega}^e \cdot \mu^f \cdot U^g$$

où :

A	coefficient numérique sans dimension
D	alésage
$\Delta\theta$	écart de température entre paroi et eau (ou le fluide)
C_p	chaleur spécifique de l'eau (ou du fluide) à pression constante
λ_f	conductibilité thermique de l'eau (ou du fluide) ; éminemment fonction de la vitesse et du régime de circulation du fluide
$\bar{\omega}$	masse spécifique de l'eau ou du fluide
μ	viscosité dynamique
U	vitesse de déplacement du fluide.

En remplaçant chaque terme par ses dimensions et en égalant les exposants des dimensions homogènes on est conduit à un jeu de cinq équations entre les sept exposants.

On en déduit une relation dans laquelle tous les termes sont sans dimensions :

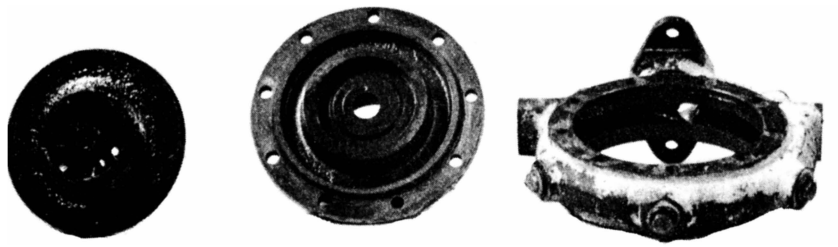
$$\frac{h' D}{\lambda_f} = A' \left(\frac{\mu \cdot C_p}{\lambda_f}\right)^m \cdot \left(\frac{U \cdot D \cdot \bar{\omega}}{\mu}\right)^n$$

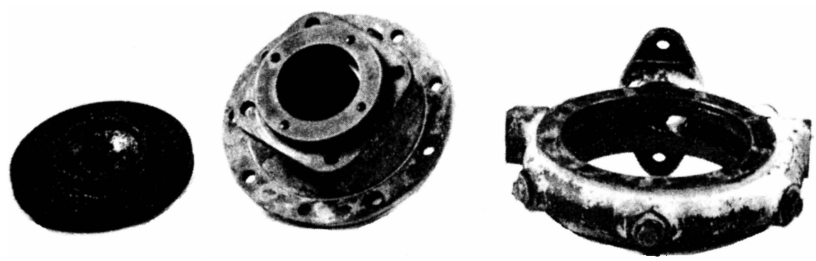
m et n ayant des valeurs différentes selon que l'écoulement est laminaire ou turbulent et A' variant faiblement avec le rapport $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$.

La relation ci-dessus peut d'ailleurs s'exprimer par :

$$\text{Nombre de Nusselt} = A' (\text{Nombre de Prandtl})^m \cdot (\text{Nombre de Reynolds})^n$$

le nombre de Nusselt caractérisant le flux thermique ; le nombre de





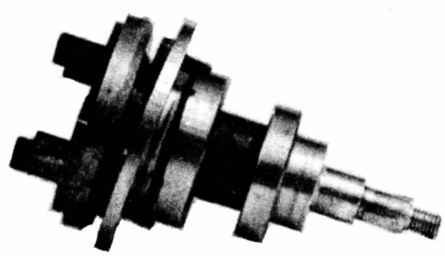


Fig. XV. A. 1. - Eléments d'une pompe à eau.
(Documents S. N. C. F.)

Prandtl caractérisant le fluide refroidisseur ; le nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement du fluide refroidisseur.

L'expérience confirme bien que l'écoulement thermique entre une paroi et un fluide ne dépend pratiquement ni de la nature du matériau (conductibilité thermique, densité ...) ni de son état de surface et que seules, en fait, rentrent en ligne de compte :

a) La vitesse d'écoulement du fluide,

b) Les propriétés physiques du fluide.

A partir du moment où, pour une raison quelconque (insuffisance de la vitesse locale d'écoulement en général), la vaporisation de l'eau s'est produite, aucun phénomène interne nouveau ne permet, toutes choses externes restant égales par ailleurs, de résorber la poche de vapeur formée étant donné que :

- Le coefficient de transmission thermique paroi-fluide est divisé par 20 (h' devient donc de l'ordre de 10 kcal/m^2/mn/°C); la température de la paroi s'est donc élevée mais cette élévation n'entraîne pas une amélioration du régime des échanges

parce que :

- La chaleur spécifique à pression constante du fluide est divisée par 2 000 (elle tombe de 1 kcal/kg de fluide et par °C à 0,45)

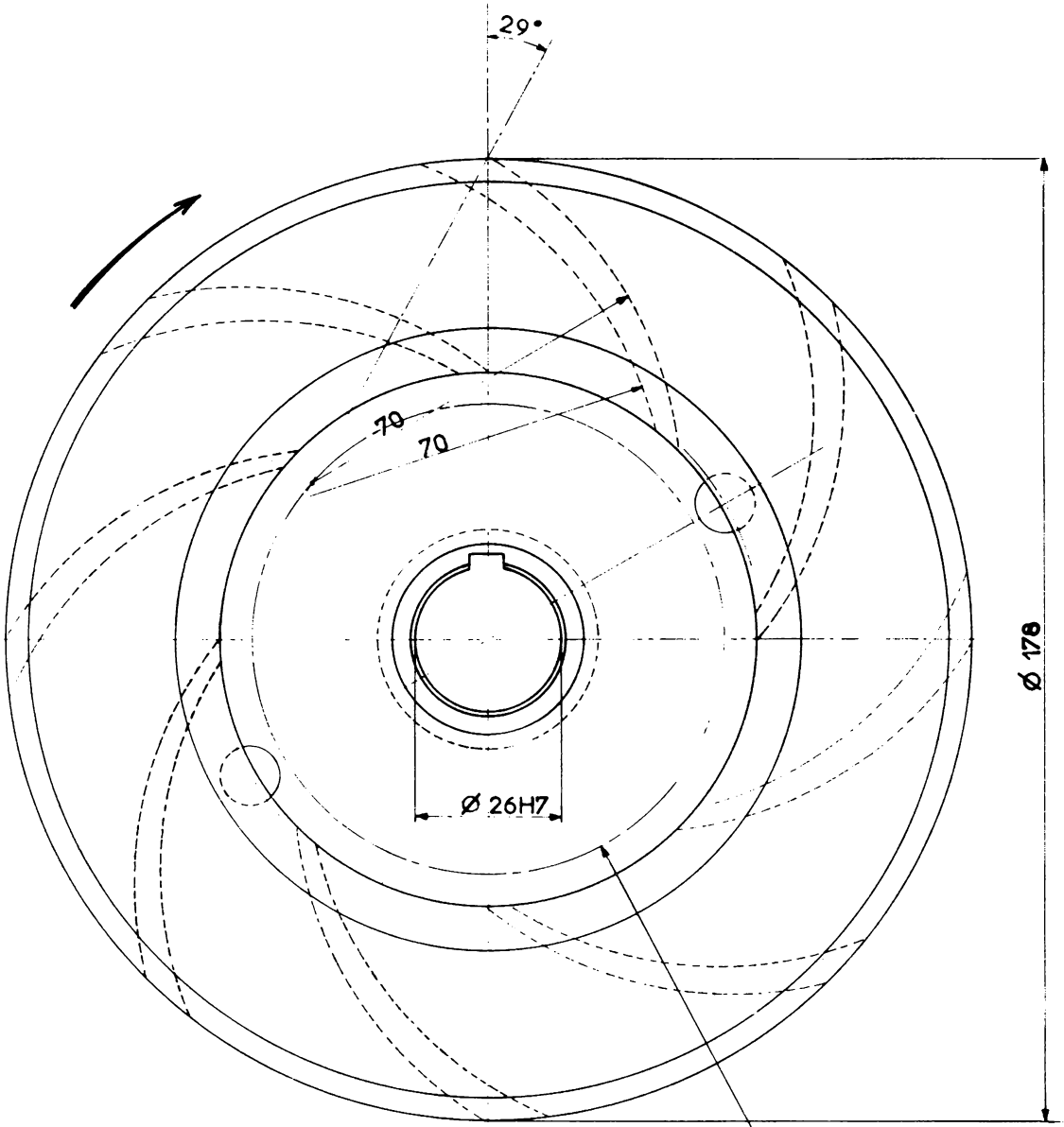
et que :

- La masse spécifique du fluide est divisée par 1 000.

Cette vaporisation provoque l'augmentation du volume du fluide compris dans la chambre d'eau du moteur, ce qui se traduit à l'extérieur par une élévation brutale du niveau de l'eau dans le vase d'expansion. Ce phénomène est fréquemment observé dans les quelques secondes qui suivent le retour du moteur au ralenti, la quantité de chaleur emmagasinée étant alors importante et faible le débit de la pompe à eau directement entraînée par le moteur.

Il importe donc :

- Que les dessins du bâti-cylindres équipé de ses chemises et des culasses soient pensés avec le souci éclairé d'éviter toute existence de zone de morte eau ;
- Que les lois du débit de la pompe à eau en fonction de la vitesse du moteur et de la perte de charge du circuit soient adaptées au type de service auquel est destiné le moteur.



vitesse de rotation du moteur (tr/mn)	550	1500
vitesse de rotation de la pompe (tr/mn)	887	2420
température d'eau entrée pompe (°C)	70	70
hauteur manométrique (m d'eau)	1,40	7,10
débit (m^3/h)	10	30

Fig. XV.A.2 a. - Caractéristiques d'une roue de pompe à eau.

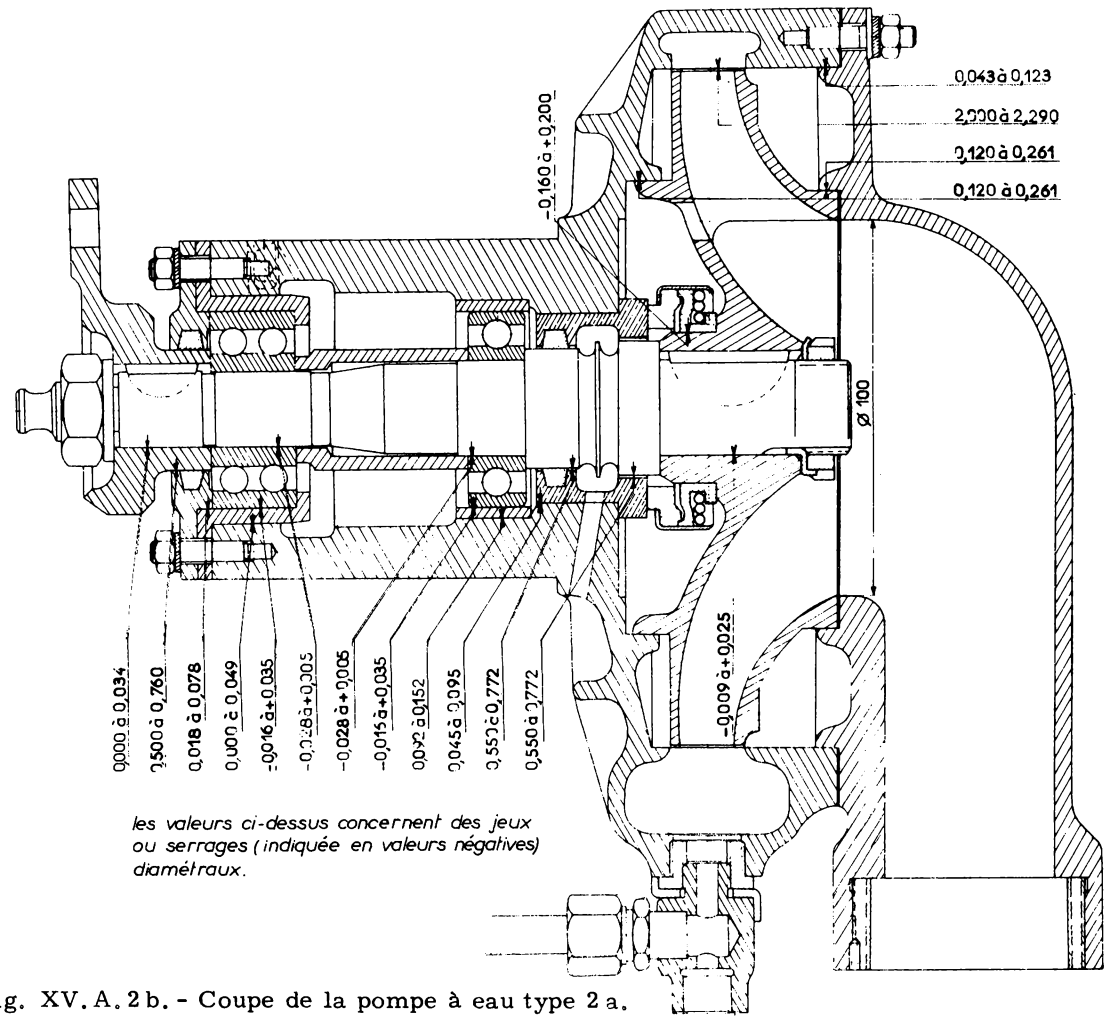


Fig. XV. A. 2 b. - Coupe de la pompe à eau type 2 a.

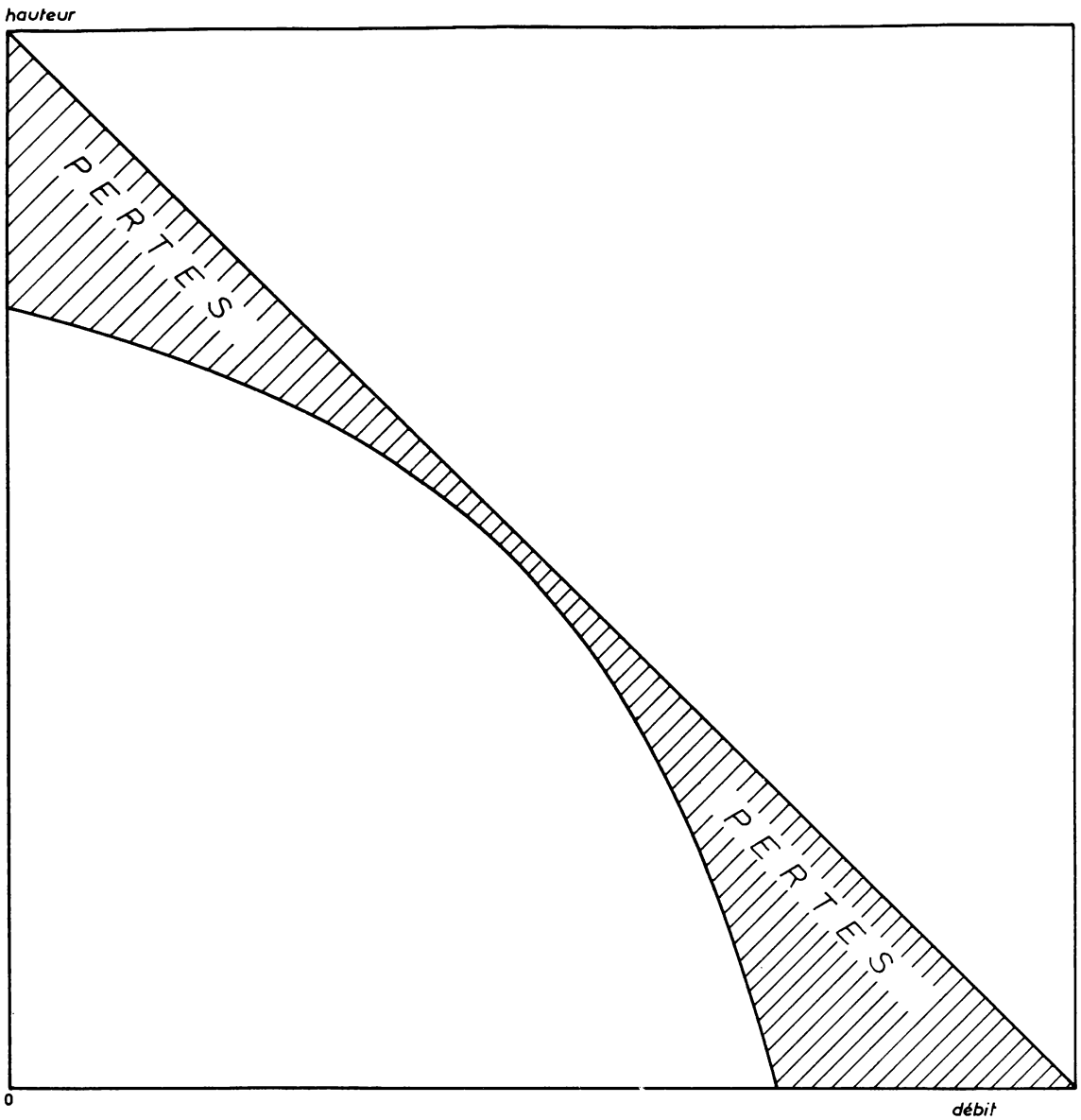


Fig. XV.A.3. - Pompe à eau. Courbe caractéristique H = f(Q) à vitesse constante.

La pompe à eau (fig. XV.A.1)

Les pompes centrifuges (fig. XV.A.2) bien adaptées aux services "grands débits sous faibles pressions" sont exclusivement utilisées et - sauf cas exceptionnels - entraînées directement par le moteur. Rappelons qu'une pompe centrifuge transforme l'énergie mécanique qui lui est fournie en conférant à l'eau une énergie cinétique égale, aux pertes près, à l'énergie potentielle que représente le produit de la quantité d'eau refoulée par la hauteur séparant les niveaux amont et aval. Le débit $\mathcal{D}$, à une vitesse de rotation N_p donnée, est fonction de la hauteur effective H et la loi théorique de $(\mathcal{D}, H)$ serait une droite si le transfert d'énergie était de 100 % et s'il ne se produisait pas à l'intérieur de la pompe des pertes hydrauliques fonctions elles-mêmes de l'angle que fait le liquide sortant de la roue avec la tangente de la roue de pompe. En réalité la loi est une courbe telle que figure XV.A.3; le rendement maximal se situe au point où la courbe est le plus près de la droite théorique.

Au total une pompe centrifuge peut, à une vitesse de rotation donnée, fournir des débits variant de 0 pour une dénivelée H limite jusqu'à une valeur maximale correspondant à une dénivelée nulle et ce à puissance demandée constante, alors qu'une pompe volumétrique donne un débit pratiquement constant pour une vitesse de rotation déterminée, la puissance demandée variant, au rendement près, avec la hauteur manométrique fournie.

Les trois paramètres fondamentaux :
$\mathcal{D}$ débit
N_p vitesse de rotation de la pompe
H hauteur totale d'élévation d'eau
sont donc interdépendants et liés par une relation de la forme :

$$H = a\, N_p^2 + b\, N_p\, \mathcal{D} + c\, \mathcal{D}^2$$

Lorsque $\mathcal{D}$ est nul, $H_0 = a\, N_p^2$ (fig. XV.A.4). Le facteur a ne dépend pratiquement pas de la forme des aubes (laquelle n'a d'influence que lorsque la pompe débite). La hauteur H_0, hauteur d'équilibre statique sans débit, est approximativement proportionnelle à :

$$\frac{N_p\, R^2}{2\, g} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right]$$

R et r étant respectivement les rayons extérieur et intérieur de la roue de pompe.

Le facteur b dépend essentiellement de la forme des aubes. A la sortie de la roue de pompe l'eau possède un double mouvement : un écoulement radial de vitesse V_r le long des aubes et un écoulement

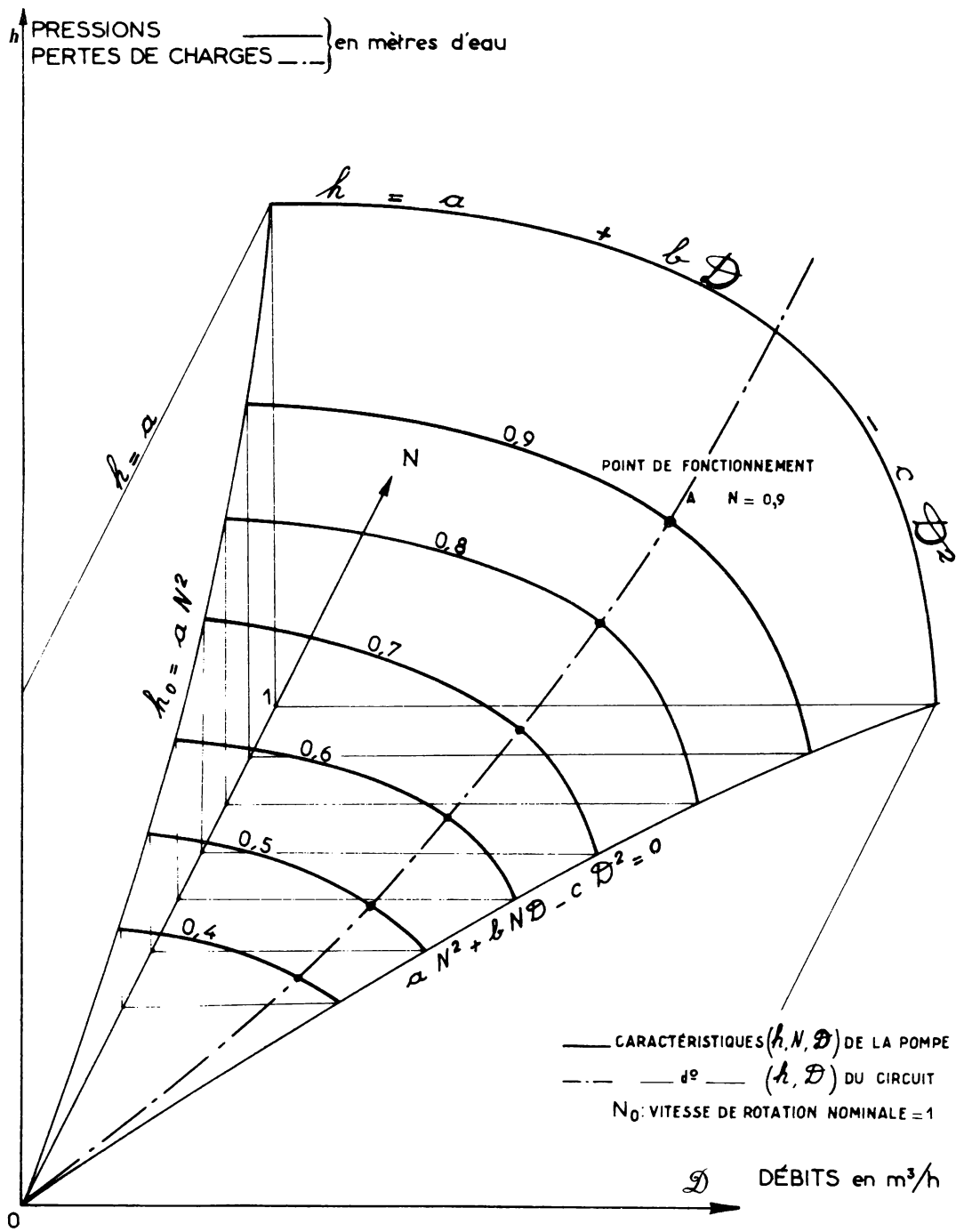


Fig. XV A.4. - Courbes caractéristiques d'une pompe à eau.

d'entraînement tournant de vitesse $V_e = N_p / 2\pi R^2$ qui est le mouvement propre de rotation de la roue. La vitesse absolue de l'eau - transformée en pression dans la volute - est la résultante de ces deux vitesses. Dans le cas de pompes à aubes inclinées en arrière du sens de rotation, la vitesse V résultante - donc la pression de refoulement - sont assez faibles alors que, pour une même vitesse périphérique, la vitesse V serait plus forte si les aubes étaient inclinées en avant.

Pour que la section de passage entre deux aubes reste constante, la largeur des aubes va en décroissant du centre à la périphérie en raison inverse de la distance au centre de la roue de pompe.

Pour des aubes inclinées en arrière b est négatif ou nul ; b est positif pour des aubes inclinées en avant. Le facteur b caractérise l'allure de la variation de H pour des débits faibles et croissants.

Le facteur c représente les pertes de charge de toute nature : il est donc toujours négatif. Ce facteur confère aux caractéristiques (pression . débit) à vitesse constante une allure rapidement tombante dès que le débit devient assez grand.

Le point de fonctionnement de la pompe est déterminé, à chaque vitesse de rotation, par la condition que la hauteur d'élévation qu'elle fournit soit égale à la perte de charge subie dans le circuit.

Lorsque l'on possède les courbes caractéristiques d'une pompe à eau on peut donc, connaissant le circuit de refroidissement accouplé au moteur et les pertes de charge subies au sein de celui-ci, déterminer le point de fonctionnement A pour chaque allure (fig. XV. A.4).

Il est toujours important que les points de fonctionnement se situent au voisinage du point de courbure maximale de la courbe caractéristique $(H \cdot \mathcal{D}) = f(N_p)$, et ceci indépendamment de la question du rendement ci-dessus évoquée. En effet, si ce point est situé dans la zone des débits faibles, une augmentation minime de la résistance du circuit (léger entartrage par exemple) risquera d'entraîner une chute considérable de débit. Par contre, si ce point est situé dans la zone des pressions faibles, on risque la formation de poches de vapeur ci-avant évoquée ainsi que la corrosion dynamique des parois dont nous parlerons plus loin.

Si nous considérons le faisceau des courbes caractéristiques à vitesse constante (fig. XV. A. 5) nous constatons que :

- Les débits sont proportionnels au nombre de tours par minute N_p ;

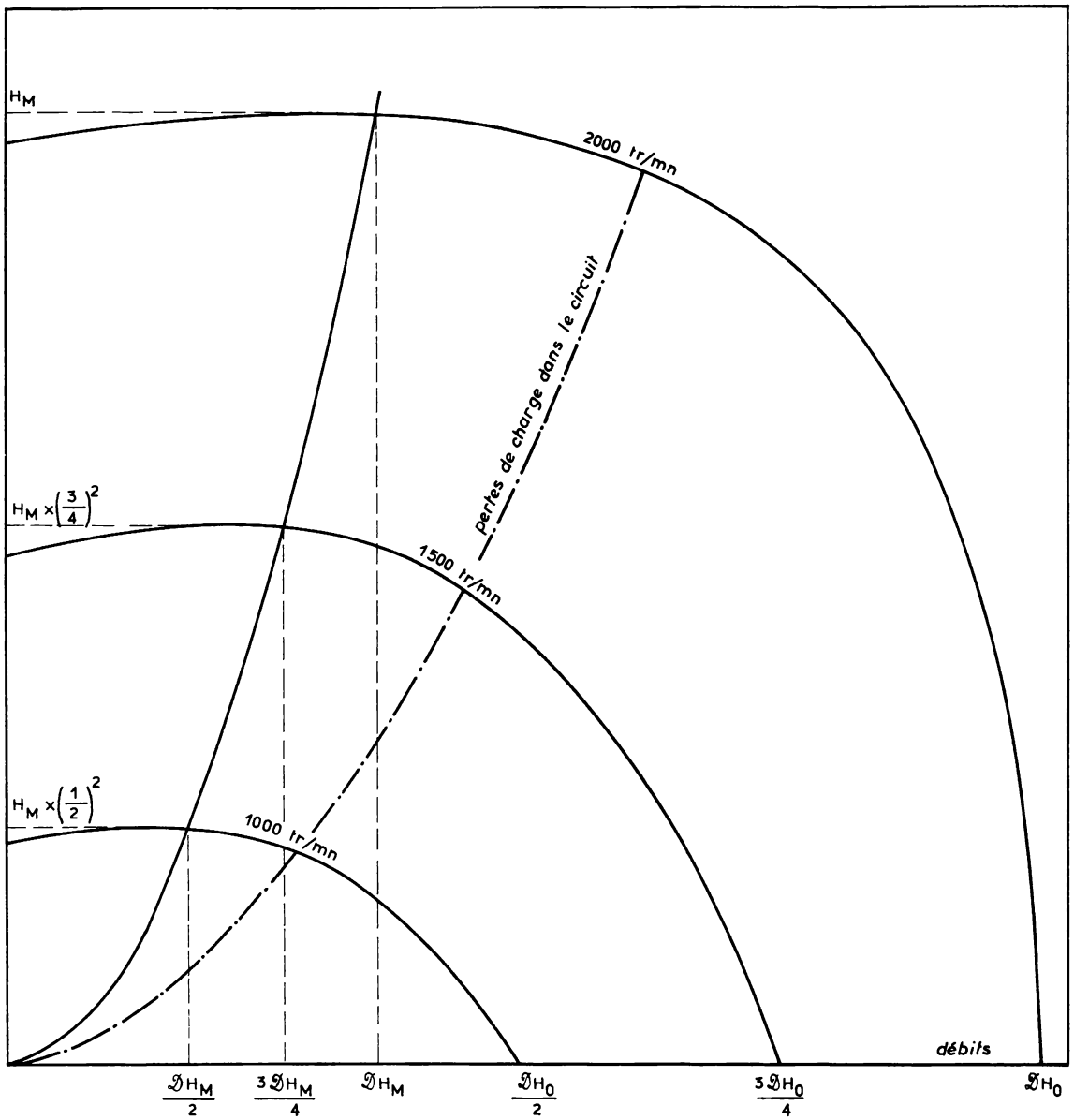


Fig. XV.A.5.- Courbes caractéristiques d'une pompe à vitesse variable.

- Les points $H = f(\mathcal{D})$ correspondant à H maximal sont sur une parabole.

Si la viscosité du fluide est négligeable, la hauteur d'élévation croît comme le carré de la vitesse du fluide à la sortie de la roue de pompe, donc comme le carré de la vitesse de rotation et comme le carré du diamètre extérieur de la roue.

Si, dans ces conditions de viscosité négligeable, les vitesses moyennes de fluide dans le circuit et les vitesses périphériques de la roue varient proportionnellement, les conditions de débit restent inchangées et le débit reste alors proportionnel à la vitesse de rotation.

Il s'ensuit que lorsque les conditions de similitude sont ainsi respectées pour la pompe et pour le circuit :

$$\frac{\mathcal{D}_1}{\mathcal{D}_2} = \frac{N_{p1}}{N_{p2}} \qquad \text{et} \qquad \frac{H_1}{H_2} = \frac{\mathcal{D}_1^2}{\mathcal{D}_2^2} = \frac{N_{p1}^2}{N_{p2}^2}$$

La puissance absorbée proportionnelle au produit (débit . hauteur d'élévation) varie comme N_p^3.

En pratique, si l'on conserve le rapport entre N_{pompe} et N_{moteur}, le diamètre de la roue de pompe qui correspond au débit normal varie sensiblement, pour des moteurs de même dessin fondamental, comme la racine quatrième de la cylindrée totale : les dimensions diamétrales de la pompe ne croissent donc que faiblement d'un moteur 4 cylindres au moteur 16 cylindres de la même série.

Des relations de similitude homologues à celles établies par Rateau pour les ventilateurs centrifuges s'appliquent non seulement aux variations dans le fonctionnement d'une pompe débitant sur circuit ajusté mais à toutes pompes possédant des sections de passage géométriquement semblables, donc proportionnelles au carré d'une quelconque des dimensions linéaires de ladite pompe : le diamètre de la roue par exemple D_p.

Les vitesses moyennes de fluide sont alors proportionnelles à $\mathcal{D}/D_p^2$.

Les vitesses périphériques des parties tournantes sont proportionnelles à $D_p \cdot N$.

La similitude dans les conditions d'écoulement de flux dans des pompes géométriquement semblables est :

$$\frac{\mathcal{D}}{D_p^3 \cdot N_p} = \text{cst} \qquad (1)$$

La hauteur d'élévation est proportionnelle au carré des vitesses périphériques de fluide :

$$\frac{N_p \cdot D_p}{\sqrt{H}} = \text{cst} \qquad (2)$$

donc :

$$\frac{\mathcal{D}}{D_p^2 \cdot \sqrt{H}} = \text{cst}$$

finalement :

$$\frac{N_p \sqrt{\mathcal{D}}}{H^{3/4}} = \text{cst}$$

Cette dernière valeur, vitesse spécifique de la pompe, indique que, si une pompe existante donne satisfaction dans une certaine condition d'utilisation, les conditions autres conduisant à la même vitesse spécifique pourront - théoriquement - être également satisfaites en modifiant simplement la taille et la vitesse de rotation de la pompe en accord avec (1) et (2) sans changer ni les formes ni les proportions, le fluide intéressé étant d'une viscosité négligeable.

On constate sur la figure XV.A.5 que pour des aubes inclinées en avant la pompe peut, pour une vitesse de rotation et une hauteur manométrique données, fournir deux débits différents, les puissances absorbées étant évidemment différentes. En conséquence,si le moteur est équipé avec deux pompes couplées en parallèle, il faut que leurs aubes soient inclinées en arrière ; faute de quoi on risquerait de connaître des phénomènes de pompage.

Phénomènes de cavitation

En réalité, si les conditions d'installation ou d'utilisation sont telles que, en un point quelconque du circuit, tant à l'aspiration qu'au refoulement, les gaz dissous dans l'eau ou la vapeur d'eau elle-même puissent se dégager en bulles gazeuses, un quatrième facteur

fondamental - la cavitation - vient dominer les trois paramètres $\mathcal{D}$, H et N_p.

Si, par exemple, la pression absolue de l'eau dans les ouïes d'entrée des aubes de la pompe diminuait au point de devenir égale à la pression de vapeur saturante de l'eau à la température considérée, la pompe à eau se transformerait en pompe à vapeur et son débit deviendrait nul quelles que soient la vitesse de rotation et les pertes de charge dans le circuit. Il ne faut pas perdre de vue que, même sans aller jusqu'à cette circonstance extrême, l'eau contient toujours une plus ou moins grande quantité de divers gaz dissous qui se dégagent lorsque la pression de l'eau devient inférieure à leur pression critique de solubilité à la température considérée (rappelons que cette pression critique varie en sens inverse de la température et qu'il est recommandé de n'ouvrir les bouteilles d'eau gazeuse qu'après les avoir réfrigérées).

a) Compte tenu du fait que la pression de l'eau diminue dans la zone de la pompe où l'eau est mise en vitesse, il importe que la pression absolue de l'eau à la bride d'entrée de la pompe soit nettement supérieure à la pression de vapeur saturante et - dans toute la mesure du possible - supérieure à la pression critique de solubilité des gaz contenus dans l'eau. On n'oubliera pas que des quantités importantes d'air peuvent être aspirées par les brides de la tuyauterie d'aspiration de l'eau, brides, au demeurant, parfaitement étanches à l'eau.

Lorsque les caractéristiques d'aspiration de la pompe ne sont pas adaptées aux conditions du système qu'elle dessert, apparaîssent des phénomènes de cavitation qui correspondent à la formation de poches de vapeur ou de gaz et qui, au fur et à mesure que diminue la pression à l'aspiration, se traduisent par une dégradation progressive des performances hydrauliques (pression et débit), une usure accélérée de l'ouïe de la roue de pompe - voire rapidement la mise hors service de celle-ci ou des garnitures de l'arbre.

La pression absolue à l'aspiration est égale à :

- La pression statique due à la hauteur du niveau de l'eau dans le vase d'expansion au-dessus de l'aspiration de la pompe : P_H ;
- Diminuée des pertes de charge P_f subies entre le vase d'expansion et l'entrée à la pompe (lesquelles croissent d'autant plus avec le débit d'eau que le tuyau de raccordement du vase au circuit est plus éloigné de la pompe) ;

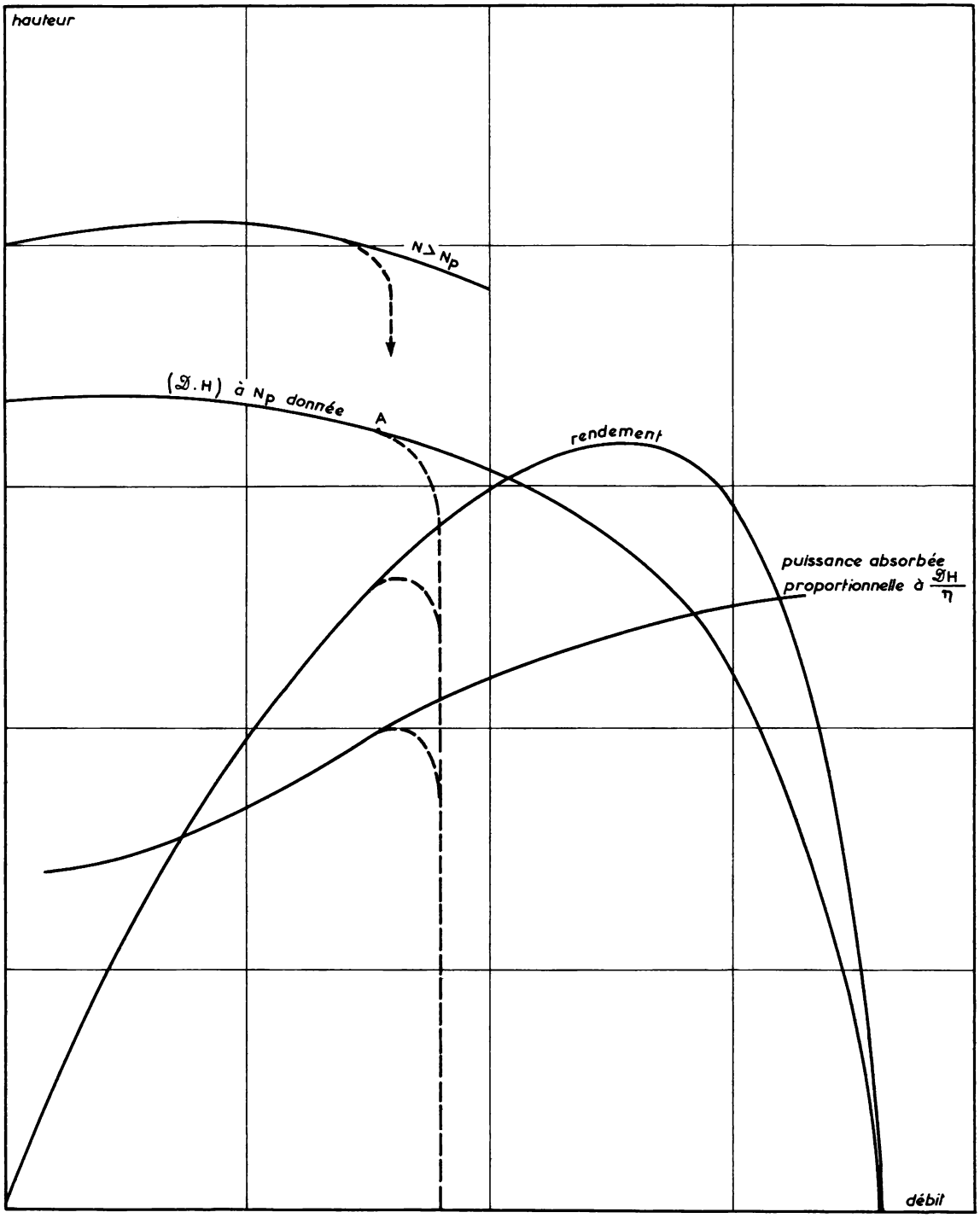


Fig. XV.A.6.- Phénomène de cavitation dans une pompe centrifuge.

- Augmentée de la pression atmosphérique P_a régnant au lieu d'utilisation.

Pour assurer une alimentation convenable de la pompe il faut que, à tout moment, la pression disponible ($P_H - P_f + P_a$), exprimée en kg/cm^2, soit au moins égale à la tension de vapeur d'eau à la température d'entrée à la pompe, augmentée de 0,5 kg/cm^2.

Il faut donc toujours placer la pompe à eau aussi bas que possible et la munir de tuyauteries aussi larges et courtes que possible entre le branchement de pression statique et l'entrée.

Si, pour un point déterminé A de fonctionnement de la pompe (fig. XV.A.6) :

- Soit par suite de la diminution de P_H ou de P_a
- Soit par suite de l'augmentation de température entraînant une augmentation de la tension de vapeur saturante

la pression absolue à l'aspiration devient inférieure au minimum requis, la pompe entre en cavitation et la caractéristique naturelle ($\mathcal{H}$, H) = f (N_p) chute brusquement ainsi que les courbes de rendement et de puissance absorbée ; jamais, dans ces conditions d'aspiration, la pompe ne pourra fournir un débit important, même si la hauteur de refoulement devient très faible.

Toute augmentation de la vitesse de rotation de la pompe augmentera les pertes de charge dans les ouïes d'entrée de la roue et abaissera le débit critique.

b) D'autres phénomènes de cavitation prennent très fréquemment naissance à l'intérieur même du moteur ; ils s'y traduisent par la perforation des chemises, voire des bâtis-cylindres (fig. XV.A.7). A certains régimes de rotation du moteur, ces pièces vibrent en résonance avec les oscillations (ou leurs harmoniques) créées au sein du moteur par les pièces en mouvement alternatif. Ces vibrations peuvent atteindre une ampleur telle que, durant le déplacement négatif des parois par rapport à l'eau, elles provoquent au sein de l'eau une diminution de la pression absolue suffisante pour, compte tenu de la température de l'eau régnant en ces points, entraîner la formation de bulles de vapeur ou de gaz ; ces bulles disparaissent durant le déplacement retour de la paroi vibrante. Les percussions répétées provoquées par la disparition de ces bulles - percussions de l'ordre de la centaine de kilogrammes par millimètre carré - démantèlent la couche superficielle d'oxyde qui protège le métal sous-jacent des actions électrolytiques, lesquelles conduisent à une érosion ionique, les

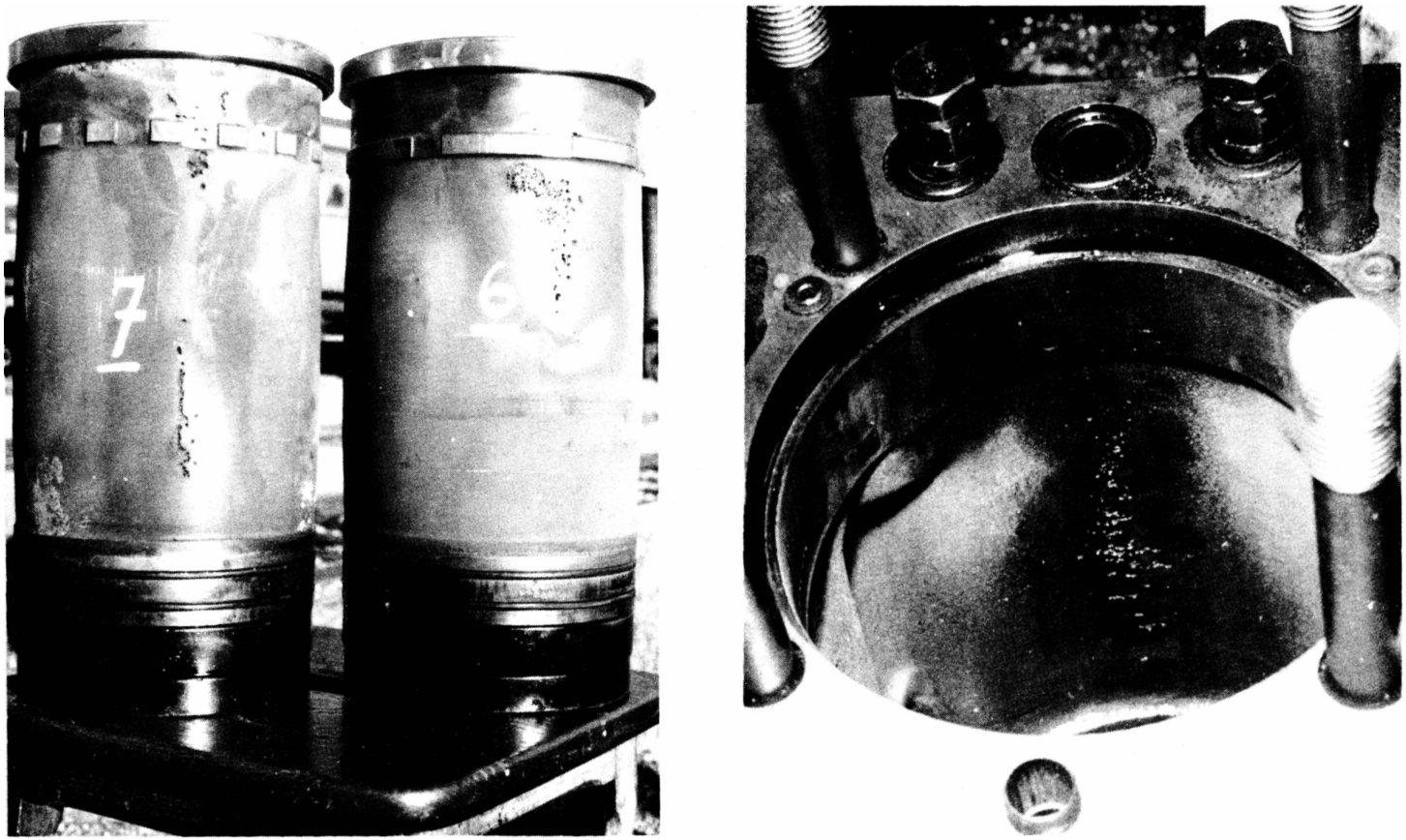


Fig. XV.A.7. - Attaques par cavitation de bâti-cylindres et de chemises.
(Documents Houillères du Nord et du Pas-de-Calais)

ions Fe^+ venant remplacer les ions H^+ déplacés du sein de l'eau puisqu'ils se sont combinés avec l'oxygène formé sur l'anode (chemise ou bâti) du fait que celle-ci a perdu sa protection.

Dans le cas de telles corrosions dynamiques, il faut donc :

Augmenter la pression absolue de l'eau à l'intérieur du moteur, en commençant par accroître celle régnant à l'aspiration de la pompe ;

si possible :

Diminuer toute détente locale d'eau au sein du moteur ;
Augmenter l'épaisseur des parois vibrantes sans diminuer les sections de passage d'eau ;
Diminuer la longueur libre des parois vibrantes ;
Diminuer la température de l'eau ;
Augmenter l'homogénéité structurale des matériaux ;
Diminuer les forces d'excitation :
En diminuant le jeu entre piston et chemise
En diminuant le basculement du piston
En assurant la présence d'un film d'huile résistant formant amortisseur entre piston et chemise ;

si nécessaire :

Ajouter à l'eau des produits anticorrosifs rendant l'eau à la fois électriquement neutre et chimiquement oxydante.

°°°

Toute mise au banc d'un moteur prototype doit s'accompagner des relevés, pour diverses vitesses de rotation (y compris le ralenti) et compte tenu des conditions dans lesquelles est réalisée l'aspiration de la pompe, des courbes caractéristiques $H = f(\mathcal{D})$.

On devra porter un intérêt tout particulier aux courbes à basse vitesse du fait que :

- La quantité de chaleur à évacuer à couple constant décroît moins vite que la vitesse de rotation ;
- Un brusque retour au ralenti après un effort soutenu ne doit pas obérer d'une façon trop considérable l'évacuation des calories emmagasinées excédentaires.

Rappelons que, l'eau entrant dans le moteur au niveau bas des chemises et sortant par le haut des culasses, il faut ménager au sein du moteur les possibilités d'une vidange complète de l'eau et inversement d'une évacuation totale de l'air.

La vitesse d'eau dans les tuyauteries doit être dans toute la mesure du possible de l'ordre de :

1 à 1,5 m/s à l'aspiration
1,5 à 2,5 m/s au refoulement.

BIBLIOGRAPHIE

BRIOLAY. Refroidissement indirect. Journal S.I.A., mai-juin 1959.

JOLY. Le problème d'aspiration des pompes centrifuges. Activités Worthington n° 2, 1956.

DEVILLE. Courbes caractéristiques des pompes centrifuges. Activités Worthington n° 15, 1959 et n° 17, 1960.

BRUN. a) Considérations sur la corrosion des chemises et bâtis de moteurs Diesel par l'eau de refroidissement. Journal S.I.A. numéro du Salon 1957.

b) De la corrosion des chemises par l'eau de refroidissement. Miscellanées n° 2. Journal S.I.A. numéro du Salon 1959.

HIRSCH. Prévention contre la corrosion du circuit de refroidissement de moteurs à combustion. M.T.Z., juillet 1959.

GRATZMULLER. Perspectives offertes par des expériences sur le refroidissement des moteurs Diesel. Journal de la S.I.A., 1961.

B. - LE REFROIDISSEMENT PAR AIR

La quantité de chaleur qui traverse les parois d'un moteur à refroidissement par air est, par unité de surface s de parois internes et par unité de temps :

$$Q = K\,(\theta_{gaz} - \theta_{air}) \qquad \text{avec} \qquad \frac{1}{K} = \frac{1}{h} + \frac{1}{h''\,\frac{S}{s}}$$ ($\frac{1}{\lambda}$ étant négligé)

Le coefficient h'' de transmission paroi-air étant très inférieur à h' de transmission paroi-eau, il faut augmenter au maximum la surface S des parois externes en recourant à des ailettes (fig. XV.B.1).

La quantité moyenne de chaleur à évacuer par cheval produit étant, à peu de choses près, constante et le rapport entre la surface S et la cylindrée unitaire diminuant lorsque croît l'alésage, il est d'autant plus difficile de ne pas dépasser la température maximale de parois internes que l'alésage est plus grand. Si, pratiquement, on ne dépasse pas, dans les conditions actuelles de la technique (1961), un

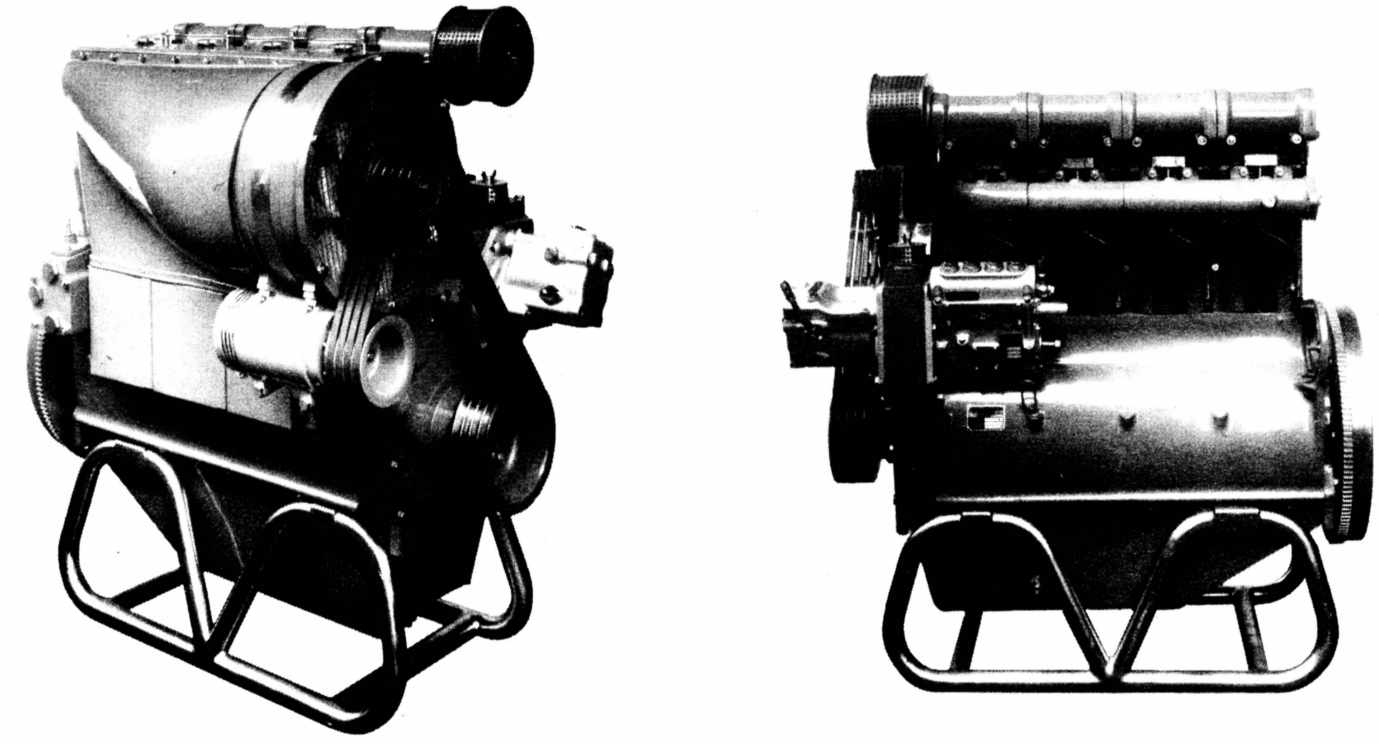


Fig. XV. B. 1. - Vues générales d'un moteur à refroidissement par air. (Document Dieselair)

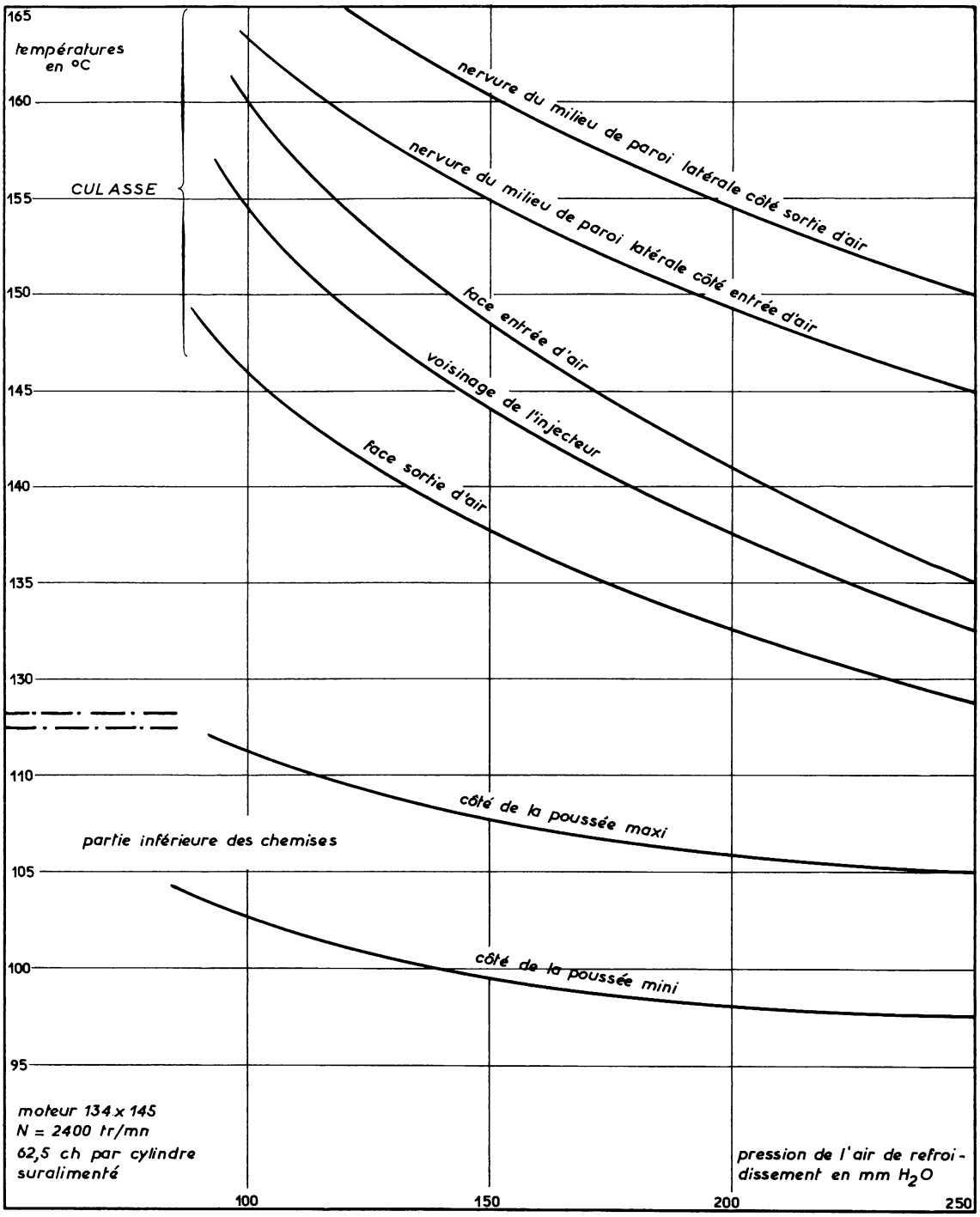


Fig. XV.B.2. - Températures de parois externes d'un moteur à haute performance. (d'après S.A.E. Journal, Novembre 1957)

alésage de 120 mm pour les moteurs industriels, certains moteurs à haute performance ont, cependant, dépassé ce stade (fig. XV.B.2).

La culasse, qui est la partie la plus chaude, évacue le plus grand flux thermique ; en général elle évacue au total trois fois plus de calories que le cylindre (fig. XV.B.3 et 4).

Quoi qu'il en soit, dans la relation donnant la température moyenne de paroi :

$$\theta_p = \frac{h\,\theta_g + h''\,\frac{S}{s}\,\theta_a}{h + h''\,\frac{S}{s}}$$

h et h'' sont proportionnels aux densités respectives des gaz et de l'air et croîssent avec les vitesses de ces fluides.

Pour que θ_p soit aussi faible que possible il faut :

1) Réduire h θ_g en évitant les zones mortes où pourraient stagner des gaz chauds : il faut donc des moteurs avec soupapes en tête. Il faut, de surcroît, diminuer h en réalisant une surface interne de culasse aussi polie que possible. Enfin, au fur et à mesure qu'augmentent la vitesse moyenne de piston, donc la vitesse des gaz, il devient de plus en plus difficile d'envisager la suralimentation, laquelle implique l'augmentation de la densité des gaz.

2) Augmenter au maximum h'' et pour cela augmenter la vitesse de l'air de refroidissement, ce que permettent d'envisager sa faible viscosité et son faible poids spécifique. En pratique, on utilise des vitesses d'air de l'ordre de 50 m/s.

h'' est alors de l'ordre de 1 grande calorie par mètre carré, °C et par minute (fig. XV.B.5) ; S/s est de l'ordre de 15.

Si la quantité de chaleur cédée par unité de surface S et par unité de temps est fonction de la vitesse de l'air, de l'écart ($\theta_g - \theta_a$) et de la densité (fonction de la température et de la pression) de l'air, elle dépend également :

Du gradient de température de la racine à la pointe de l'ailette ;
De la disposition générale de l'ailettage.

L'ailette optimale est celle où les lignes de flux calorifique sont

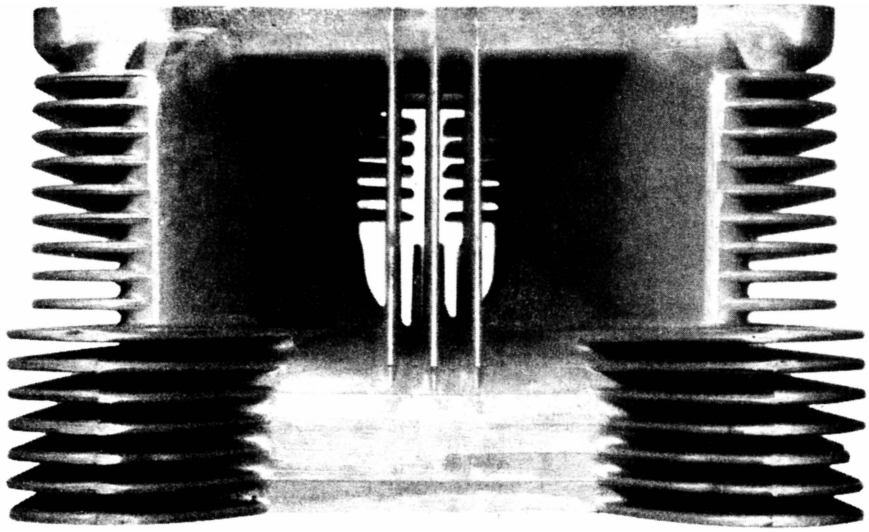


Fig. XV.B.3. - Culasse nue de moteur à refroidissement par air (on note le soin apporté au refroidissement de l'injection situé au centre de la culasse). (Document Dieselair)

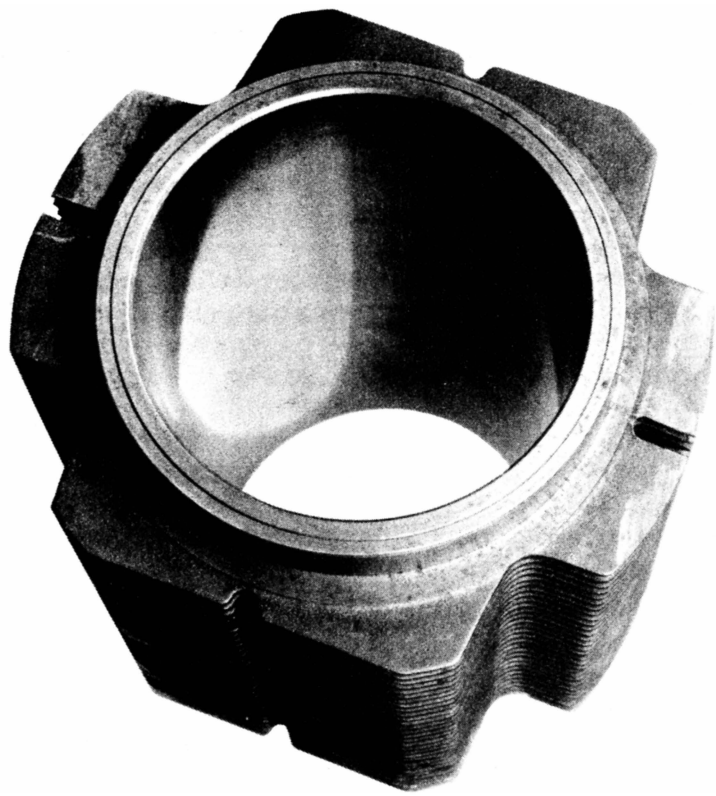


Fig. XV.B.4. - Chemise de moteur à refroidissement par air. (Document Dieselair)

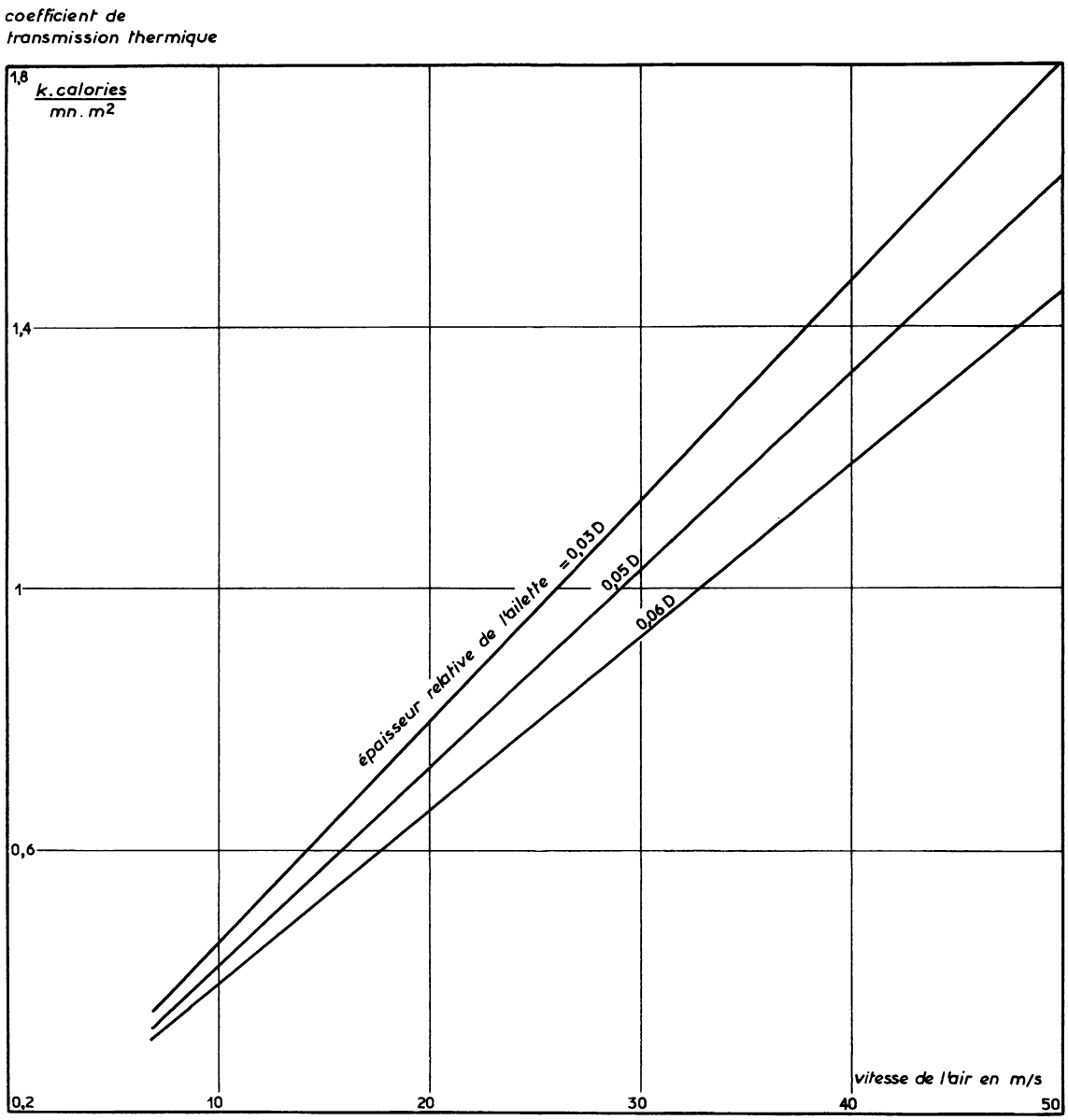


Fig. XV. B. 5. - Coefficient de transmission thermique d'une ailette en acier.
(Devillers et Mercès)

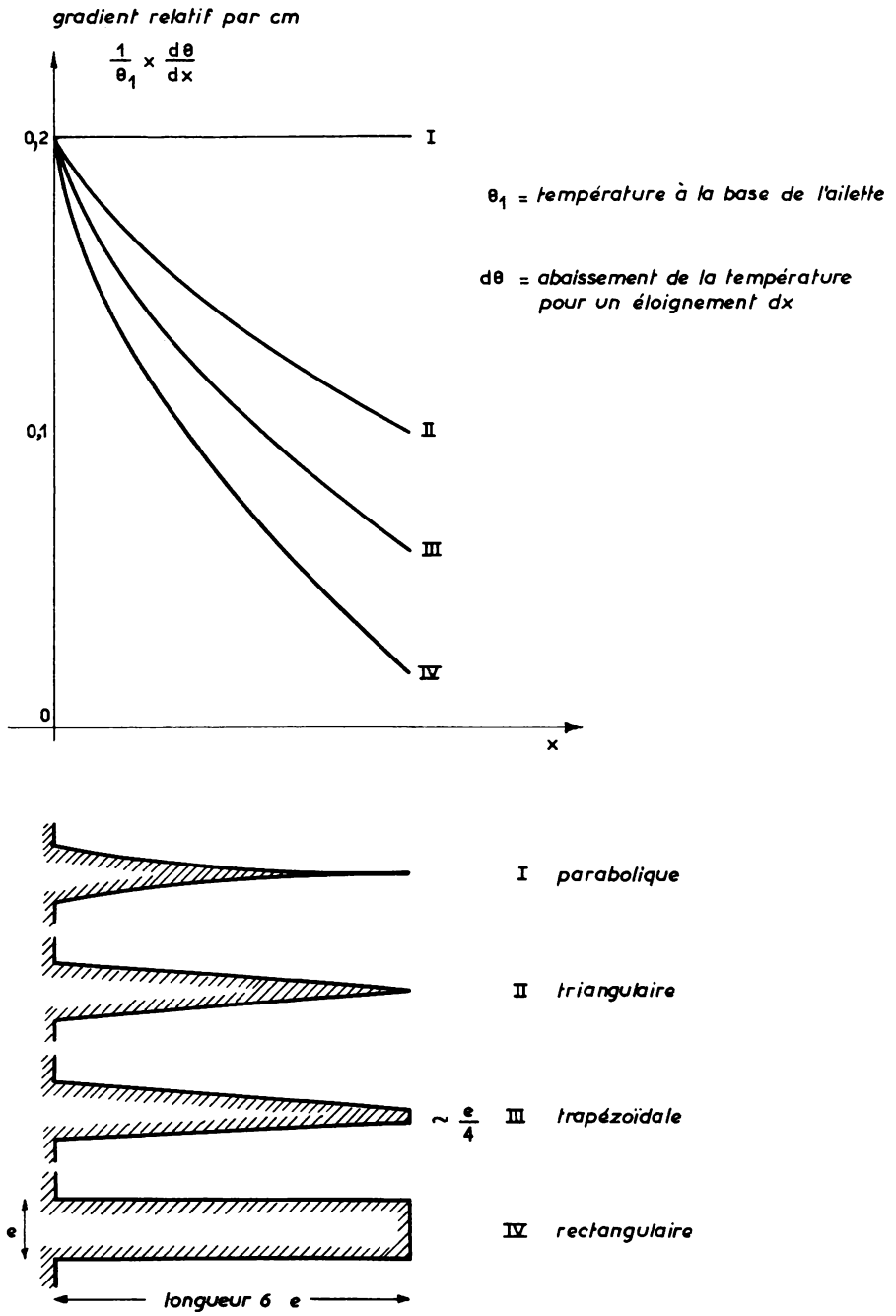


Fig. XV. B. 6. - Gradient de température pour diverses sections d'ailettes.
(Journal de la S. I. A., Avril 1959)

toutes parallèles à l'axe de l'ailette : la température est alors constante dans une section droite ; le gradient de température $d\theta/dx$ est également constant, ainsi que $1/\theta_{racine} \cdot d\theta/dx$ (fig. XV.B.6). En partant de l'équation différentielle fondamentale exprimant l'égalité entre les flux calorifiques à l'entrée et à la sortie de chaque élément de surface, on trouve que cette ailette optimale possède un profil parabolique dont la courbure dépend de la valeur de h et du λ du matériau : les équations régissant les échanges calorifiques d'une telle ailette sont donc excessivement compliquées. Par ailleurs un tel profil est pratiquement irréalisable et, en pratique, à poids égal, sa perméabilité calorifique n'excède que de 4 % celle de l'ailette à profil triangulaire. L'ailette triangulaire étant elle-même plus efficace qu'à sa pointe, il est inutile de réaliser des ailettes de grande longueur car on arriverait à une saturation thermique cependant qu'on augmenterait l'encombrement du moteur et la vulnérabilité des ailettes.

Par ailleurs, la longueur limite d'ailette est d'autant plus faible que la vitesse de l'air est plus élevée.

On adopte fréquemment un profil trapézoïdal dont les bases dans le cas de cylindres en fonte sont de l'ordre de D/20 et de D/60 à 80. La hauteur du trapèze, donc la longueur d'ailette, dépendent de l'épaisseur de la base et de la vitesse d'air (fig. XV.B.7).

Le rayon de raccordement fût-ailette doit être aussi généreux que possible.

Le pas de l'ailettage doit être aussi serré que le permettent le matériau et sa mise en œuvre ; le pas au-dessous duquel on ne gagne plus rien est de 3 mm - solution d'ailleurs déjà très difficile à réaliser, la résistance opposée par l'air devenant considérable (fig. XV.B.8). En effet, comme dans tout écoulement laminaire de fluide, une couche d'air stagne sur la paroi et l'isole thermiquement : le régime turbulent amenuise cet écueil mais impose un accroissement sérieux de la puissance mise en œuvre pour assurer le refroidissement. On s'évertue à trouver un compromis en adoptant des ailettes interrompues, échancrées, décalées ...

Une tôle vient limiter les canaux d'ailettes (fig. XV.B.1).

Si les chemises sont généralement en fonte d'une nuance choisie pour sa bonne coulabilité (on peut également adopter des chemises en aluminium intérieurement chromées), les culasses individuelles sont généralement en alliage d'aluminium. L'assemblage général (culasse + chemise + carter vilebrequin) est assuré par des tirants en acier (par

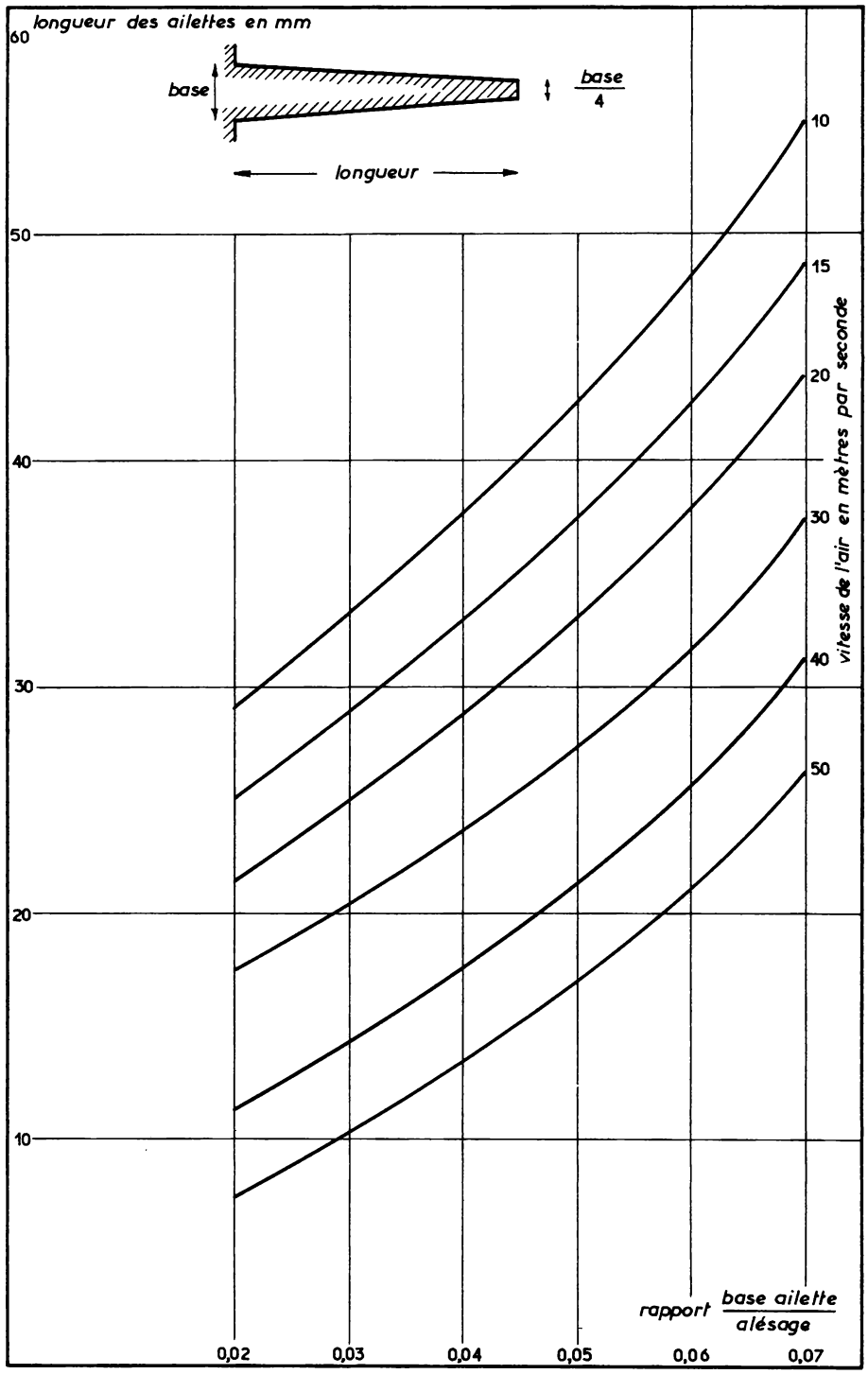


Fig. XV.B.7. - Profil trapézoïdal en fonction de la vitesse de l'air.
(Journal de la S.I.A., Avril 1959)

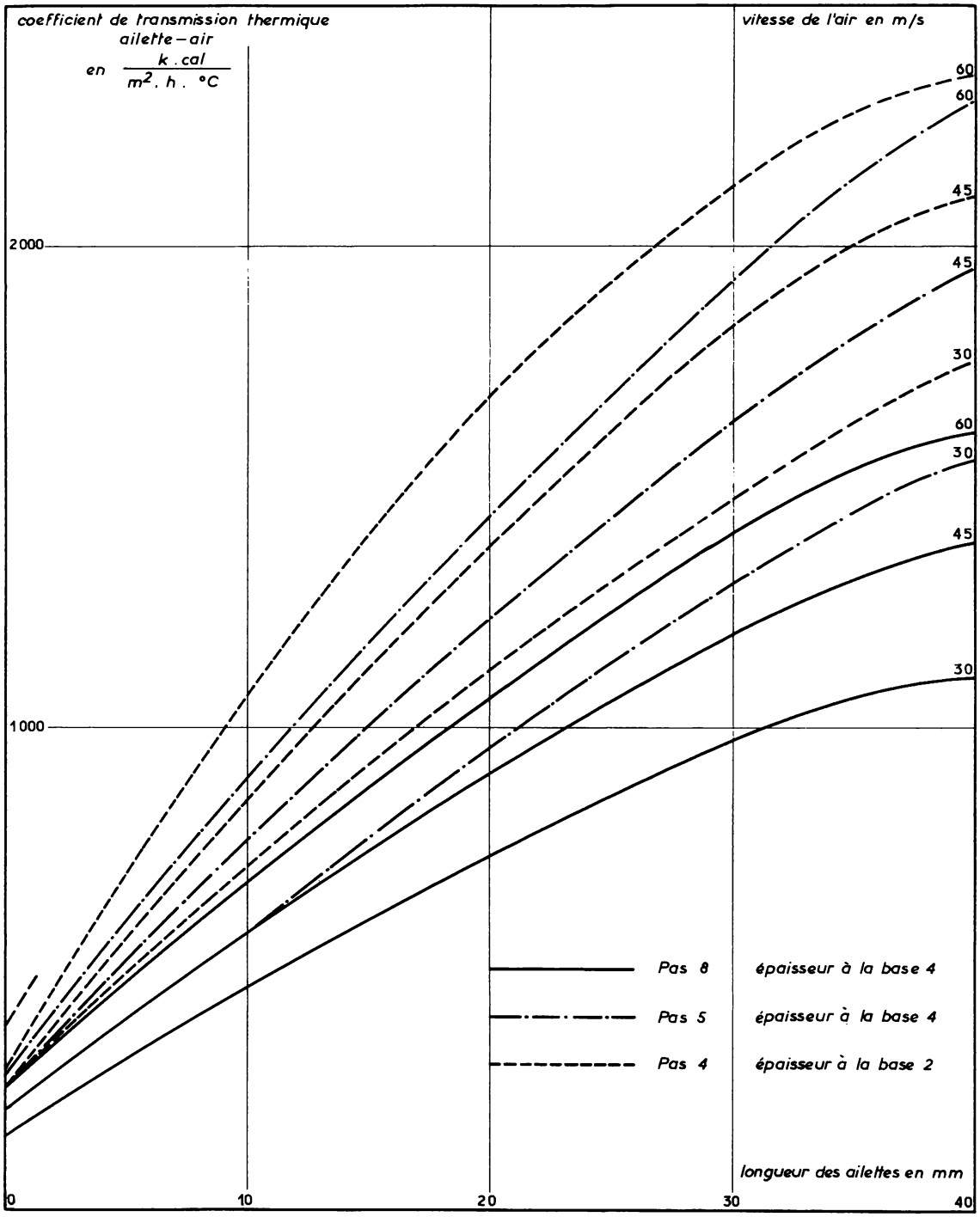


Fig. XV. B. 8. - Coefficient de transmission thermique en fonction de la vitesse de l'air, de la forme et du pas des ailettes.

(Journal de la S. I. A., Avril 1959)

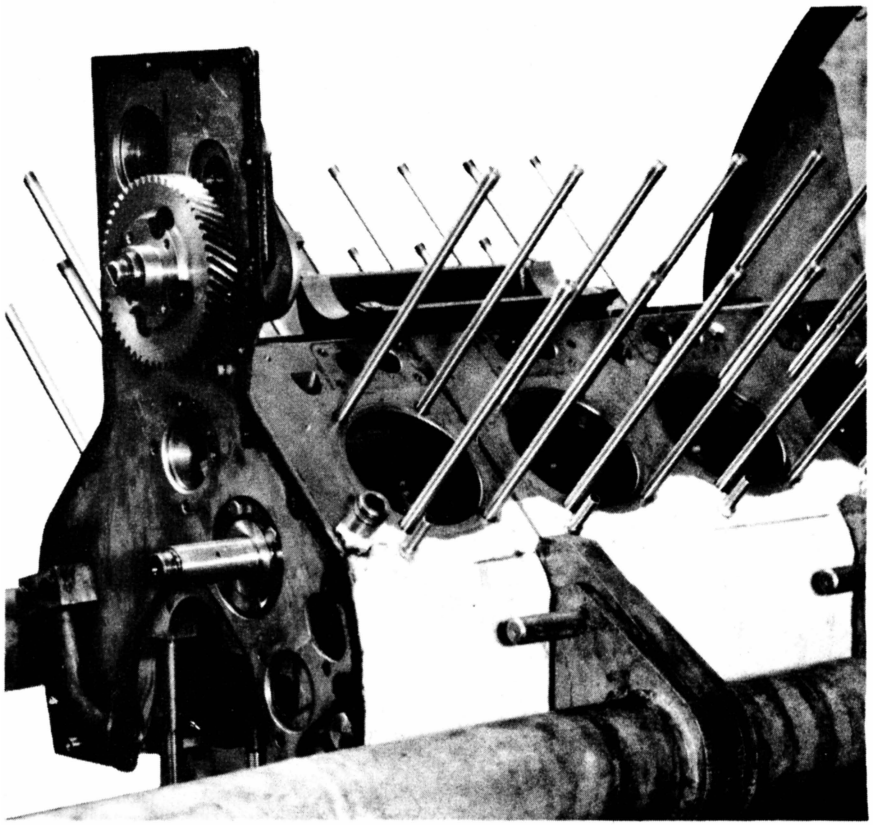


Fig. XV. B. 9. - Carter vilebrequin avec tirants.
(Document Alsthom)

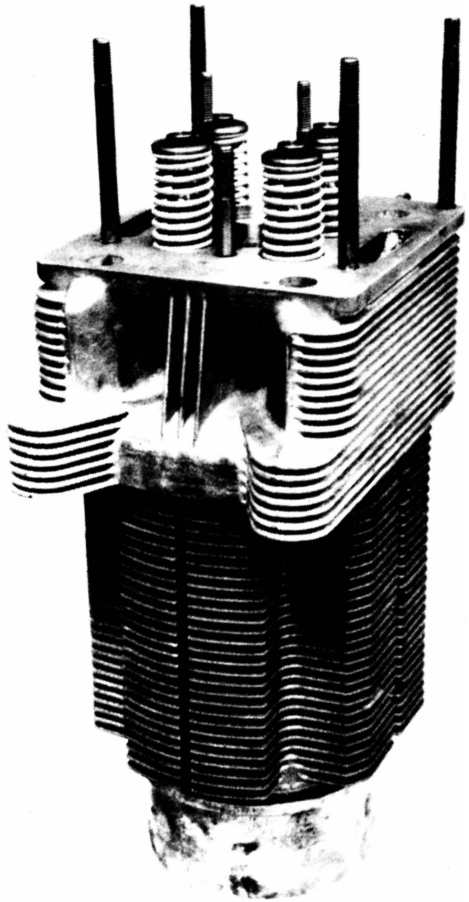


Fig. XV. B. 10. - Ensemble (culasse + chemise) à rapport sur le carter.
(Document Dieselair)

exemple acier au nickel-chrome 16 NC 6 traité pour R $\simeq$ 100 kg/mm^2) (fig. XV.B.9 et 10).

Rappelons que la conductibilité calorifique λ, exprimée en calories par centimètre par seconde par degré C, est de l'ordre de 0,12 pour la fonte perlitique et de 0,40 pour les alliages d'aluminium.

La transmission thermique d'une paroi d'ailette croît sensiblement comme le (nombre de Reynolds)^{0,8}, donc comme la (vitesse de l'air)^{0,8}. La quantité de chaleur à évacuer variant de son côté comme $N^{0,6}$, il est possible d'adopter un générateur de courant d'air entraîné par le moteur. Si le nombre de cylindres est de 1 ou 2 un ventilateur centrifuge combiné avec le volant du moteur peut convenir. Au-delà un ventilateur hélicoïde s'impose : son entraînement doit être assuré par une transmission présentant une certaine élasticité - par courroies Texrope par exemple - afin de la soustraire aux chocs provoqués du fait de l'irrégularité cyclique de l'arbre menant vis-à-vis de l'inertie considérable du ventilateur tournant à grande vitesse.

La puissance absorbée par le ventilateur est, au rendement près, le produit du poids d'air débité par unité de temps par la pression nécessaire pour compenser les pertes de charge rencontrées à travers le circuit.

Le débit d'air doit permettre de ne pas dépasser une température de l'air sortant des culasses qui, pour une ambiance de 20°C, soit supérieure à 80°C. Ce débit, variable avec le type d'ailettage et le nombre de cylindres à refroidir successivement - on ne dépasse pas 6 -, est, pour des moteurs de 100 à 120 d'alésage, de l'ordre de 30 à 50 kg/ch/h ; il faut ajouter le poids d'air nécessaire au refroidissement de l'huile (soit 10 kg/ch/h environ).

La pression à fournir dépend essentiellement du type d'ailettage, du nombre de cylindres, de la vitesse et de la densité de l'air ; elle varie en pratique depuis 100 jusqu'à 400 mm d'eau en fonction de ces paramètres. Cette pression :

Croît comme (vitesse de l'air)^{1,75} en régime laminaire

Croît comme (vitesse de l'air)^3 (densité de l'air)^{0,75} en régime turbulent

Décroît comme (section équivalente de passage)$^{-1,25}$.

Au total, la puissance absorbée par le ventilateur varie, au régime nominal, de 3 à 7 % de la puissance utile du moteur.

BIBLIOGRAPHIE

BENSINGER. Le refroidissement par liquide dans les moteurs d'automobile, comparaison avec le refroidissement par l'air. A. T. Z., 26 septembre 1953.

BACHLE. Comparaison entre moteurs Diesel refroidis par air et par eau. S. A. E. Journal, novembre 1957.

Laboratoire d'Etudes et de recherches aéronautiques. Les problèmes que pose le refroidissement par air des moteurs à piston. Bulletin d'information technique, juin 1950.

LOHNNER. Eléments fondamentaux de refroidissement des moteurs par l'air. M. T. Z., mai-juin 1951 (traduction UTAC 51-110).

JAULMES. Le refroidissement par l'air. Application à l'automobile. Journal de la S. I. A., avril 1959.

ECKERT. Echanges de chaleur dans la culasse et le cylindre de moteurs rapides Diesel et à essence refroidis par l'air. M. T. Z., février 1961.

BIERMANN. Le choix du métal des ailettes pour les moteurs refroidis par l'air. S. A. E. Transactions, vol. 41, n° 3, septembre 1937.

POLLMANN. Le calcul des soufflantes pour moteurs à refroidissement par air. M. T. Z., mai - juin et septembre-octobre 1951 (traduction UTAC 58-44).

MULLER. a) Equilibre thermique des moteurs à refroidissement par air. Communication A10 au colloque 1959 (Wiesbaden) du CIMAC.

b) Températures des ailettes de cylindre et réglage du débit d'air. M. T. Z., avril 1960.

LAW. Mise au point d'une petite gamme de moteurs Diesel à 4 temps à refroidissement par air à grande vitesse. Communication A 20 au colloque 1959 (Wiesbaden) du CIMAC.

Chapitre XVI

LA LUBRIFICATION

Assurer la distribution de l'huile au sein d'un moteur à piston est équivalent à renouveler une fois par minute l'huile contenue dans un parallélépipède rectangle dont la hauteur est de 1 à 2 dixièmes de millimètre et dont la superficie de la base s'exprime en hectare.

Le problème n'est donc pas à négliger.

L'augmentation des charges sur les manetons et tourillons accroissant le dégagement de chaleur dont ils sont le siège contraint à prévoir de véritables torrents d'huile. Le débit effectif horaire à adopter pour une p.m.e. de l'ordre de 6 kg/cm^2 est d'environ :

0,15 litre x nombre de litres de cylindrée x tours par minute pour les moteurs en ligne ;
0,12 litre x nombre de litres de cylindrée x tours par minute pour les moteurs en V.

Il faut ajouter 12 à 15 litres par heure et par cheval dans le cas de moteurs à pistons refroidis par la bielle.

La circulation de ce débit d'huile est assurée par une pompe volumétrique à engrenages. La simplicité et la robustesse de telles pompes les fait adopter lorsque l'on désire un débit assez important et assez constant sous pressions moyennes. Le débit d'une pompe volumétrique, pratiquement proportionnel à la vitesse de rotation, varie relativement peu en fonction des pertes de charge rencontrées dans le circuit qu'elle alimente (fig. XVI. 1) ; il s'ensuit que les pressions de refoulement varient beaucoup et que des surpressions dangereuses peuvent survenir dans le circuit surtout lorsque l'huile est froide donc visqueuse ; il faut,dès la sortie de la pompe, prévoir un clapet de décharge à large section. La pression de refoulement, huile chaude, sera, à la vitesse nominale,de l'ordre de 3 à 5 kg/cm^2 en bout de rampe d'alimentation.

L'entraînement de la pompe sera prévu pour transmettre sans

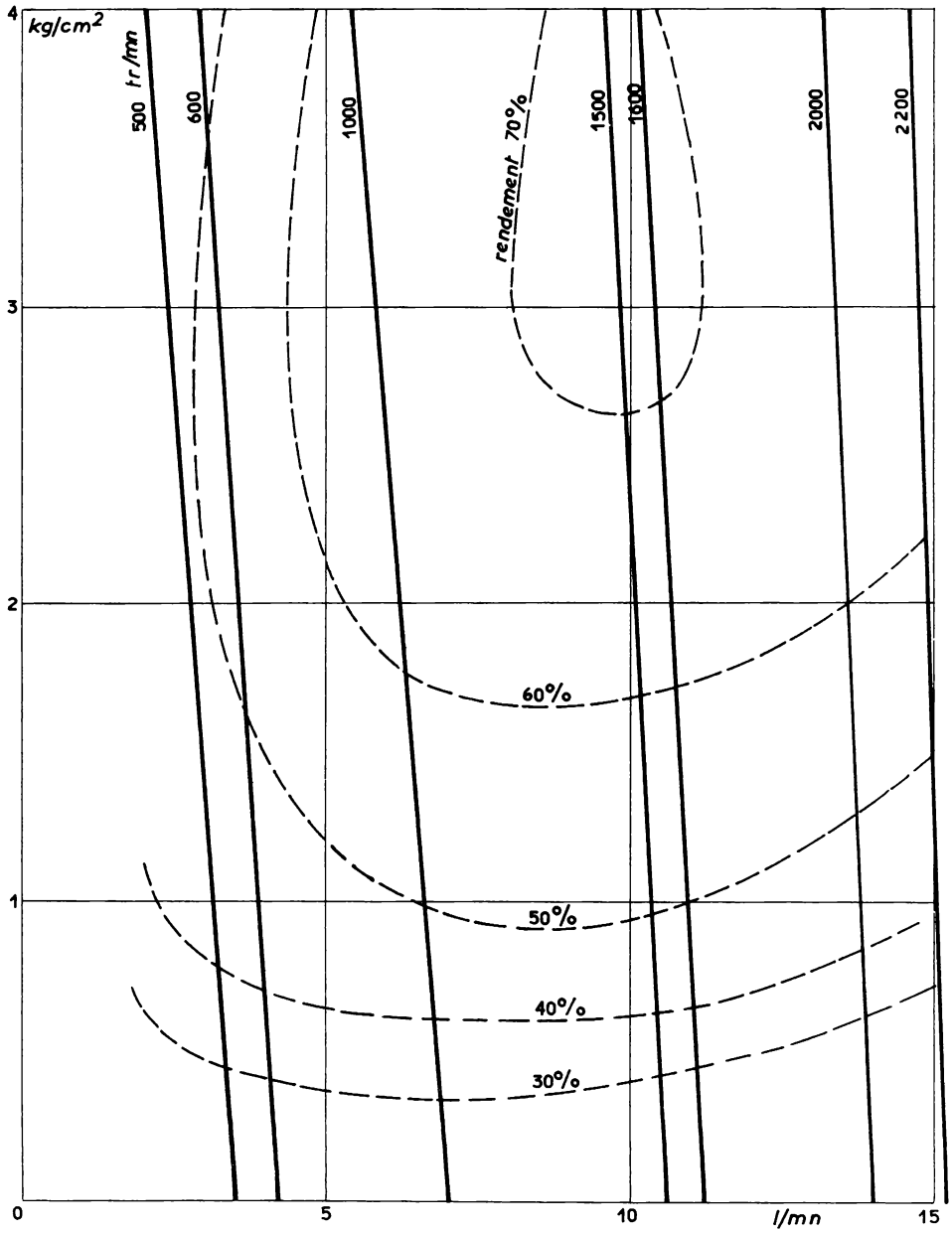


Fig. XVI. 1. - Débit d'une pompe à huile.
(Extrait de M. T. Z., Avril 1957)

défaillance un couple égal à au moins 10 fois le couple nominal, les surpressions à l'amont du clapet de décharge pouvant, à pleine vitesse, huile froide, atteindre des valeurs très élevées.

Etant donné une distance entre axes des pignons menant et fou et une longueur de denture, on demande à la pompe un débit maximal avec des pertes, dues au brassage et aux frottements internes, les plus réduites possibles.

Le débit par tour est de la forme :

$$\eta \cdot K \cdot \frac{\ell \delta^2}{n}$$

η = rendement volumétrique : varie de 0, 75 à 0, 95 et dépend :
- Du degré de précision de l'usinage (fuites, jeux) ;
- De la viscosité du liquide ;
- De la pression de fonctionnement (pour de faibles pressions de fonctionnement, l'influence des jeux est faible ; il n'en est plus de même pour de fortes pressions, surtout si la pompe est usée) ;
- De la vitesse de rotation.

K = coefficient de forme qui varie de 5 à 6, 5 quand l'angle de pression de roulement varie de 15° à 30°.

n = nombre de dents.

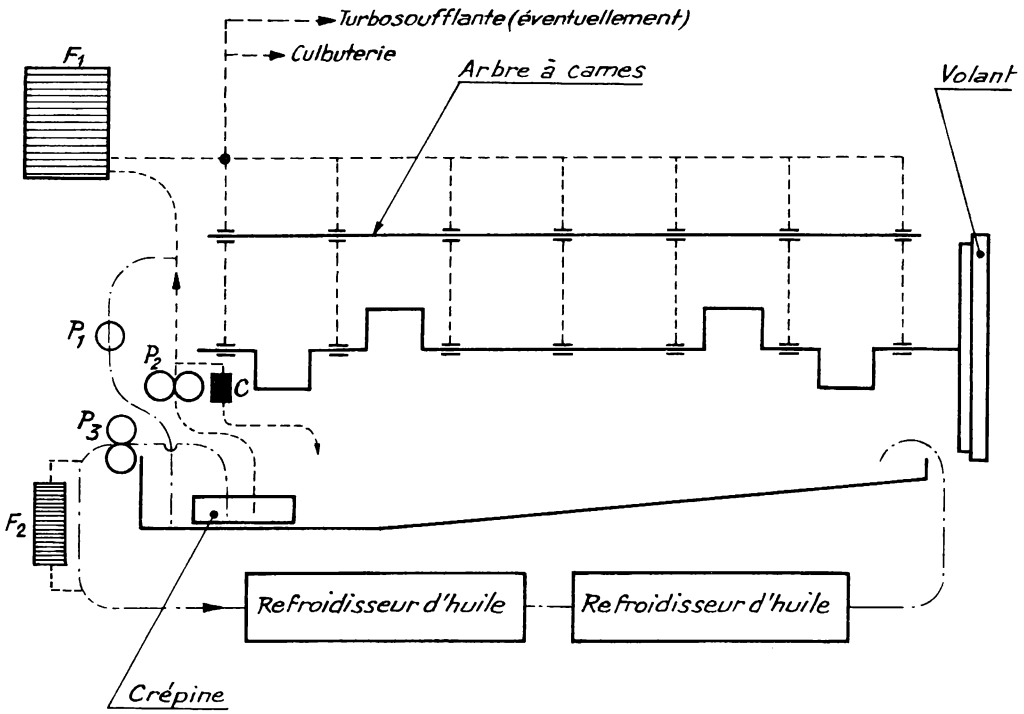
ℓ = longueur de denture.

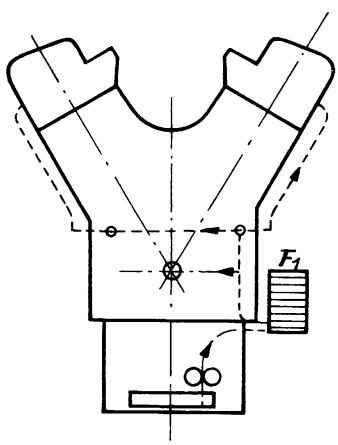
δ = entraxe des pignons.

On a donc intérêt à avoir n aussi faible que possible. Pour obtenir cela on est conduit à utiliser des profils spéciaux car, bien que la développante de cercle soit la courbe la plus facile à réaliser industriellement, elle offre d'autant plus d'inconvénients que le nombre de dents est plus réduit.

Avec un angle de pression de 14°30' le nombre minimal de dents avec un profil en développante est 26 ; avec 20° il est encore de 14. Toute réduction de ce nombre entraîne l'étranglement de la base des dents et diminue l'arc de conduite ; la transmission de vitesses ne se fait plus avec un rapport de vitesses constant ; les dentures seront bruyantes et s'useront rapidement.

Aussi adopte-t-on des profils spéciaux permettant de réduire jusqu'à 7 le nombre de dents, profils pouvant donner une ligne de contact curviligne. La hauteur d'aspiration de pompes à engrenages étant très





P_1 = pompe de prégraissage (à main ou entrainée mécaniquement)

P_2 = pompe de graissage } en général dans le même corps

P_3 = " " refroidissement }

F_1 = filtre à 20 μ

F_2 = filtre à 5 μ

C = clapet de décharge

Fig. XVI. 2. - Circuit de graissage.

faible, la pompe sera située dans le carter d'huile, aussi bas que possible, de préférence noyée (ou au plus à 10 cm au-dessus du niveau minimal de l'huile) et munie d'une crépine d'aspiration à grande surface filtrante et faible perte de charge.

Le circuit de graissage (fig. XVI. 2) est disposé de telle sorte que la pompe refoule dans un ensemble de cheminements, disposés en parallèle, à pertes de charge propres, assimilables chacun à un orifice équivalent donné et invariable. La répartition de l'huile dans les différents circuits varie d'une manière appréciable suivant la conception du moteur et les jeux dans les assemblages ; elle varie aussi en fonction de la vitesse de rotation car, le vilebrequin agissant à l'instar d'une pompe centrifuge, l'accroissement de cette vitesse influe sur ladite répartition et accroît la pression d'alimentation aux coussinets de tête de bielle, améliorant ainsi d'une façon appréciable la répartition des pressions dans cet assemblage (fig. XIII. 9).

Il ne saurait être question pour augmenter le débit d'huile d'augmenter les sections de sortie, c'est-à-dire les jeux. La seule voie reste donc la diminution de la viscosité de l'huile et la réduction de la variation de celle-ci en fonction de la température ; il est recommandé d'adopter une huile à indice de viscosité naturel - c'est-à-dire une huile dépourvue d'additifs d'indice de viscosité - de l'ordre de 85 et dont la viscosité cinématique à 50° C soit comprise entre 70 et 100 centistokes (soit 10 à 13 Engler).

La température de l'huile étant en service notablement supérieure à 50°C la viscosité réelle est, en fait, nettement plus faible et la minceur du film qui s'ensuit exige que les pièces en regard, usinées avec faibles tolérances et états de surface soignés, soient exemptes de déformations sensibles.

Les orifices de fuite du circuit de refoulement étant constants à l'usure près et la vitesse du moteur (donc celle de la pompe) étant essentiellement variable, la pompe débite à des vitesses variables sur un orifice constant, par conséquent engendre des pressions variant comme le carré des vitesses. Par ailleurs, du fait de la variation de viscosité de l'huile en fonction de la température, il en résulte que la pression de refoulement pourra être elle-même variable à une vitesse donnée.

Il est donc nécessaire d'utiliser, en dérivation sur le circuit de refoulement, un circuit de décharge commandé par un clapet permettant de choisir le point de fonctionnement de la pompe, c'est-à-dire de fixer ses dimensions de façon telle que, pour les faibles vitesses, le débit et la pression soient suffisants et qu'aux grandes vitesses le

clapet permette l'échappement de l'excédent de débit d'huile qui conduirait à une pression trop élevée. En pratique, on sacrifie aux basses vitesses une partie importante des valeurs : débit et pression (l'échauffement dans le moteur est alors en général plus faible), afin de ne pas se trouver, au régime nominal, dans l'obligation de rejeter une trop grande quantité d'huile au carter.

La conception et les dimensions de ce clapet doivent évidemment être déterminées de telle sorte que les variations de la section d'orifice n'engendrent que de faibles variations de pression. La décharge doit donc être obtenue pour de faibles levées, sans perdre de vue que plus le siège d'un clapet est d'un grand diamètre, plus sont grandes les difficultés d'étanchéité et qu'il est nécessaire que la pression monte à froid pour forcer l'huile à circuler malgré sa viscosité.

Les tuyauteries d'huile devront être d'un diamètre tel que la vitesse de l'huile ne dépasse pas 2,5 m/s . Réalisées très soigneusement de préférence en acier, moins fragile que le cuivre mais malheureusement moins facile à former, elles devront être fixées de façon à être à l'abri de toute trépidation; en particulier, chaque raccord devra être supporté par deux colliers. On évitera formellement les passages un peu longs et non rectilignes noyés dans le bâti-cylindres lors de la coulée car, alors, on n'élimine jamais complètement le sable ; si l'on recourt à une telle pratique il faudra réusiner ultérieurement tous ces passages.

Les tuyauteries extérieures ne devront gêner aucun démontage. En aucun cas, ces tuyauteries ne passeront dans le circuit d'admission d'air de combustion pour éviter tout incident en cas de fuite.

Il faudra penser au retour de l'huile vers le carter d'huile, en particulier à l'huile qui, après détente à 1 - 1,5 kg/cm^2, a assuré le graissage de la culbuterie.

Le graissage de l'ensemble (piston + segments + chemise) est assuré par projection depuis la tête de bielle ; on estime que ce procédé permet la présence d'un film d'environ 1 μ d'épaisseur, qui doit être reconstitué à chaque cycle par suite de sa destruction par exposition aux gaz chauds de combustion. Cette destruction provoquant au moins la moitié de la consommation d'huile, il s'ensuit que, le rapport $\frac{\text{surface des parois}}{\text{volume du cylindre}}$ étant important aux petits alésages, la consommation exprimée en grammes par cheval-heure sera inversement proportionnelle à l'alésage. Pour des alésages de l'ordre de 150 mm, il est prudent de ne pas descendre au-dessous de 1 g/ch.h, en version "non suralimenté" , moteur une fois rodé.

Une partie importante de la consommation provient de l'huile qui coule le long des soupapes en tête.

La viscosité de l'huile est le paramètre le plus important affectant la consommation spécifique ; toutefois à viscosité égale on peut obtenir un abaissement de la consommation en faisant appel à des huiles moins volatiles, c'est-à-dire à des huiles contenant du Bright Stock, base dont la présence assure, par surcroît, une bonne lubrification du segment de tête.

Par ailleurs la consommation, toutes choses égales par ailleurs :

Croît avec la vitesse de rotation du moteur ;

Diminue lorsque le couple croît, le rôle de pompe joué par le segment de tête devenant moins important.

Le carter d'huile aura la capacité maximale compatible avec le poids et l'encombrement : il est très vivement recommandé de s'évertuer à ne jamais tomber au-dessous de 0,1 litre par cheval nominal.

Si l'évacuation des calories contenues dans l'huile provenant tant de la combustion que des frottements n'est pas assurée, la température de l'huile et des parties mécaniques ira en augmentant jusqu'au moment du grippage. Pour maintenir la température de l'huile du carter à une valeur fixée dite "température de régime", il faut prévoir un radiateur refroidi par l'air (ou un échangeur de température eau-huile) alimenté par un circuit indépendant du circuit de graissage.

Cette température de régime, atteinte aussi rapidement que possible grâce à un réglage thermostatique du refroidissement, doit être :

Assez élevée pour :
- Eviter la formation de sludge,
- Réduire les pertes par frottement,
- Assurer une circulation suffisante ;

Assez basse pour :
- Ne pas compromettre la dureté de l'alliage du coussinet,
- Eviter le gommage des segments,
- Eviter la corrosion des coussinets,
- Conserver la stabilité chimique du lubrifiant.

On choisira une température de 65° - 70° C avec alliages blancs, 80° - 85° C avec cupro-plombs, température mesurée à l'entrée de la rampe d'alimentation des coussinets.

La quantité de chaleur cédée à l'huile est, entre autres paramètres, fonction linéaire du couple et de la vitesse. Les radiateurs d'huile devront être établis pour évacuer :
- 50 calories par cheval et par heure en version "non suralimenté" ;
- 30 à 35 calories par cheval et par heure en version "suralimenté".

Ces valeurs sont à multiplier environ par 3 dans le cas de pistons refroidis.

Pour un moteur fonctionnant à un régime déterminé et invariable :

1. La température de régime varie en raison inverse du pouvoir de dispersion du refroidisseur et est indépendante de la quantité d'huile en circuit.

2. Le temps nécessaire pour atteindre la température de régime varie en raison directe de la quantité d'huile et du pouvoir de dispersion du refroidisseur.

L'huile utilisée doit posséder un certain nombre de qualités. Les plus difficiles à respecter sont nécessitées par la lubrification des cylindres, laquelle exige une huile :

Assez tenace pour former un film continu entre segments et chemise,

Assez fluide pour s'étaler vite sur les parois,

Assez volatile pour brûler et être évacuée en laissant le moins possible de dépôts,

Assez stable pour éviter la formation de gommes dues à sa propre détérioration,

Assez dispersive pour tenir en suspension la suie et les gommes formées par la combustion et éviter leur accumulation dans les gorges de segments et dans les canaux de vilebrequins.

Ceci étant, la température et la pression de combustion sont les deux facteurs qui fixent la valeur de la viscosité à choisir : avec de hautes pressions, les segments appuient fortement sur la chemise ; avec de hautes températures, la résistance du film d'huile est réduite. La dimension du cylindre aura donc une influence déterminante sur le choix de l'huile : les parois de chemises à grand alésage ayant tendance à être plus chaudes que celles des petits alésages, la viscosité de l'huile doit croître avec l'alésage.

Pour la lubrification des coussinets, le problème du choix de l'huile est plus aisé, les paramètres de bon fonctionnement étant surtout d'ordre mécanique. En effet, les charges auxquelles sont soumis les coussinets ne sont pas suffisantes pour provoquer la rupture du film d'huile, sous réserve que l'apport d'huile soit suffisant pour

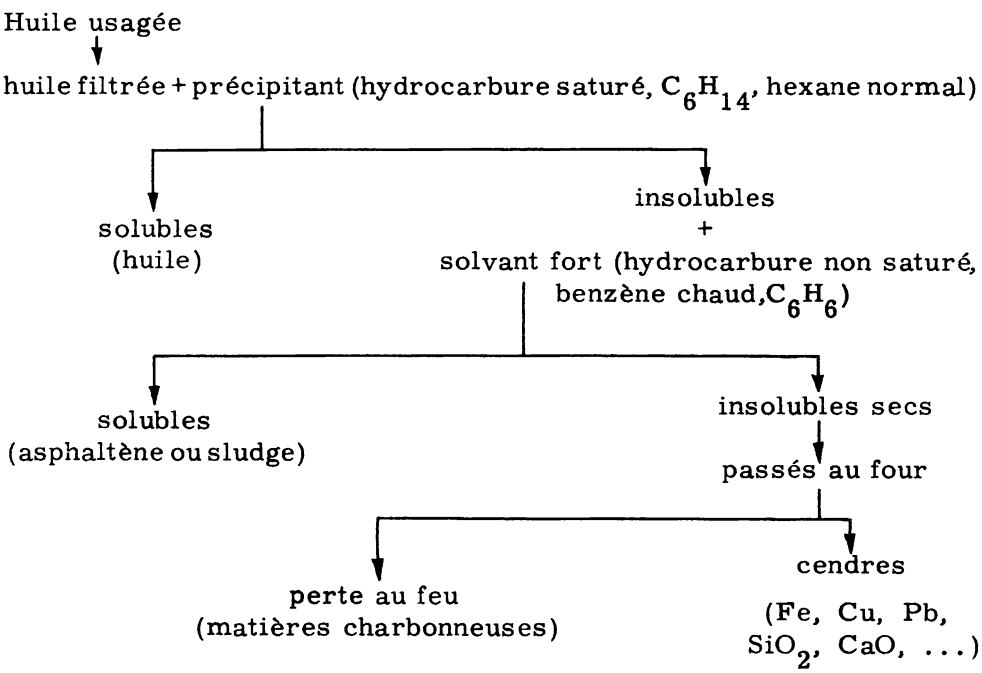
limiter la température de l'assemblage. La pression d'huile au sein de l'assemblage dépendant du taux de fuite d'huile, les articulations usées exigeront des huiles plus visqueuses. Par ailleurs, la vitesse périphérique des fusées ayant une influence directe sur le frottement interne, l'augmentation de la vitesse réduit la viscosité par suite de l'augmentation de la température. On voit donc que les dimensions et les jeux des coussinets jouent un rôle important dans le choix des qualités physiques de l'huile mais qu'il ne faut surtout pas oublier les impératifs de la lubrification des cylindres.

Toutes les fois qu'une huile minérale pure de bonne qualité suffira (et,si le moteur est harmonieusement conçu et réalisé, une telle qualité d'huile suffira jusqu'à 6, 5 ou 7 de pression moyenne effective), il sera contre-indiqué de recourir à l'emploi d'huiles avec additifs ; une telle pratique comporte en effet des risques allant croissant avec le taux de dopage des huiles. On ne devra recommander de telles huiles qu'après s'être assuré, sur un moteur homologue, de la durée d'efficacité des dopes en fonction de la température et de la présence dans l'huile de gas-oil, d'eau et d'antigel. L'huile ayant subi l'essai devra subir un examen complet (tableau A).

Tableau A

EXAMEN DES HUILES MOTEURS USAGEES

(d'après J. Groff)



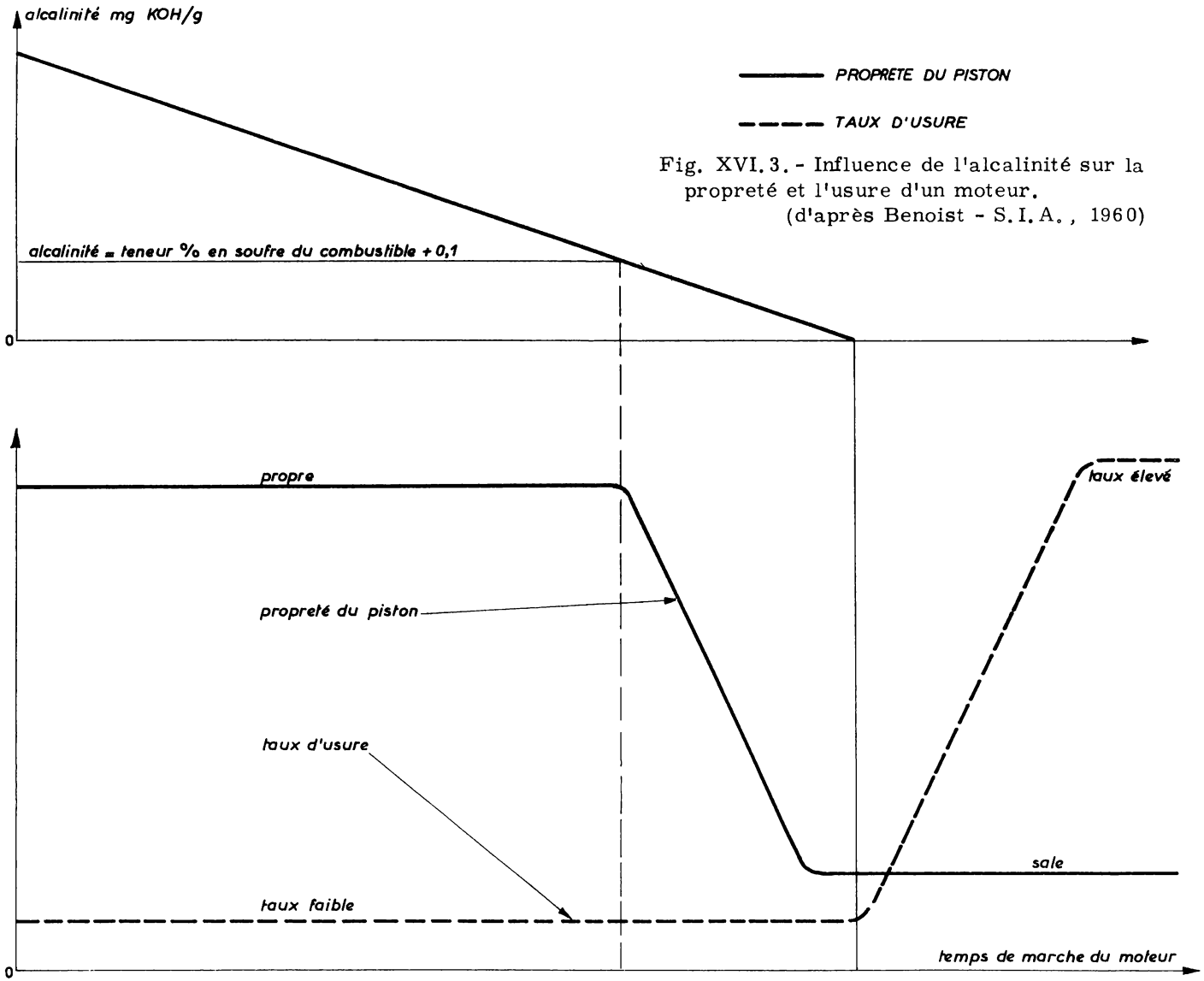


Fig. XVI.3. - Influence de l'alcalinité sur la propreté et l'usure d'un moteur.
(d'après Benoist - S.I.A., 1960)

Les qualités que la présence d'additifs améliore ou confère aux huiles minérales pures sont :

L'alcalinité ;

La dispersivité des sédiments ;

La résistance à l'oxydation.

L'alcalinité du film d'huile présent en haut de cylindres limite l'usure que subissent chemises et segments du fait des oxydes sulfurés provenant de la combustion ; elle s'oppose, par surcroît - et dans de très nombreux cas c'est là son rôle essentiel - à l'action chimique de ces dérivés sulfurés sur les résidus carbonés de combustion ; cette véritable vulcanisation est la cause essentielle de la formation des gommes bloquant les segments et des vernis recouvrant les cordons de segments, voire la jupe (fig. XVI.3). L'alcalinité doit, toutes choses égales par ailleurs, croître avec la teneur en soufre du combustible, avec la consommation de combustible et l'imperfection de la combustion.

La dispersivité des sédiments vient, à l'égard du piston, conjuguer son action à celle de l'alcalinité puisqu'elle évite l'agglomération physique des résidus carbonés. Les bases minérales naphténiques possèdent naturellement cette qualité dispersante mais il s'avère souvent opportun de la compléter par des additifs tensioréacteurs.

La résistance à l'oxydation limite l'intra-altération de l'huile et, dans certains cas, évite la corrosion de certains coussinets. En effet l'huile s'oxyde en service d'autant plus que les températures atteintes sont plus élevées : on pratique le taux d'oxydation - en accord avec la loi d'Arrhenius - double pour toute augmentation de température de l'ordre de 10°C. Les acides organiques ainsi produits sont solubles dans l'huile et certains d'entre eux forment avec le plomb des coussinets des savons métalliques lesquels, d'ailleurs, se comportent à leur tour comme catalyseurs d'oxydation de l'huile. Certaines huiles à caractère paraffinique accentué semblent sujettes à cette action corrosive. Des additifs spécifiques limitent le gradient d'oxydation.

Par ailleurs, les acides en question étant, en général, plus solubles dans l'eau que dans l'huile, il est opportun de prévoir une bonne ventilation du carter d'huile afin d'éliminer ces acides en même temps que la vapeur d'eau.

On n'oubliera pas que les huiles à dispersivité élevée tiennent en suspension (donc remettent en circuit) des particules abrasives qui, en cas d'emploi d'huile minérale pure, se seraient déposées au fond du carter et y auraient séjourné jusqu'à la vidange. L'emploi d'une huile détergente peut donc s'accompagner d'une augmentation de l'usure

de l'assemblage (piston-segment) et de la chemise, voire des coussinets et du vilebrequin, si une filtration poussée jusqu'à 5 microns n'est pas prévue.

°°°

Les particules qui circulant avec l'huile ont un diamètre supérieur à 20 microns sont responsables de la majorité de l'usure des soies du vilebrequin mais ne remontent pratiquement pas le long des chemises. L'usure de celles-ci, en dehors évidemment des P.M.H. et P.M.B. où l'usure résulte du contact métal sur métal, est provoquée par les particules de 5 à 15 microns, responsables également de l'usure de l'assemblage piston-segment. Or ces poussières sont précisément du domaine de celles qui sont maintenues en suspension dans l'huile sous l'effet des additifs tensioréacteurs dispersifs.

Si au banc de rodage des moteurs l'installation d'un filtre à 5 microns en série sur le circuit de graissage est possible (et hautement recommandable), les sujétions d'encombrement et de prix ne permettent pas en général d'adopter en utilisation une telle solution.

Il ne faut pas perdre de vue que la filtration est fondamentalement une opération qui relève de la dynamique des fluides en régime variable et en milieu capillaire. Le gradient de pression que connaît le flux d'huile durant l'opération en question dépend des frottements dus à la viscosité du fluide, des expansions, contractions et changements du filet fluide et des pertes par turbulence.

La loi de Poiseuille en milieu capillaire énonce que :

$$V = \frac{3,14\ r^4 \cdot \Delta\ \pi \cdot t}{8\ \mu\ \ell}$$

où :

V = volume filtré
r = rayon } du capillaire
ℓ = longueur }
$\Delta\pi$ = perte de charge dans le capillaire
μ = viscosité dynamique
t = temps.

Il s'ensuit que le débit d'huile à travers une surface filtrante S est proportionnel à S et à la pression du fluide avant filtre et inversement proportionnel à la viscosité du fluide et à la résistance rencontrée au cours de la traversée en milieu filtrant :

$$\frac{dV}{dt} = \alpha \frac{S \cdot \pi_0}{\mu (r_f + r_s)}$$

où :

r_f est la résistance propre du milieu filtrant à l'instant t = 0 (filtre neuf) ;

r_s est la résistance due à l'accumulation des sédiments égale à :

$$\rho_s \cdot \frac{\beta c V_t}{S}$$

où :

ρ_s = résistance opposée par l'unité de poids des sédiments retenus

β = coefficient proportionnel à l'efficacité granulométrique du filtre

c = concentration en impuretés du liquide à filtrer

V_t = volume d'huile ayant traversé le filtre jusqu'à l'instant t considéré.

Puisque V_t croît avec t, le débit décroît avec le temps ; plus rapide sera cette diminution, plus tôt s'ouvrira, pour une viscosité donnée, la soupape by-pass du filtre, annulant ainsi le rôle dévolu à celui-ci.

Pour que le débit soit constant, il faudrait que $\beta c/S$ soit nul c'est-à-dire que :

β soit nul : le filtre serait complètement inefficace

c soit nul : l'huile ne serait jamais polluée

S soit infini : solution vers quoi l'on tend en utilisant soit des pliages dans le cas de filtration frontale, soit des manchons filtrant en volume (Σ surfaces successives), mais qui, toutes choses égales par ailleurs, conduit à des volumes hors tout d'autant plus importants que β est plus élevé.

Aussi est-on conduit, en pratique, toutes les fois où l'on doit réaliser une filtration poussée, à utiliser une filtration en double étage :

a) Un filtre placé en série sur le circuit de graissage ne retenant que les particules supérieures à 20 microns (β, ρ_s et r_f faibles) ;

b) Un filtre placé en dérivation sur le circuit de refroidissement retenant les particules jusqu'à 5 microns (β et r_f élevés).

Le premier filtre aura un débit pratiquement constant ; le débit du second décroît plus ou moins rapidement avec le temps mais la quantité de sédiments qu'il retient par unité de temps croît comme $\beta c\, V_t$ c'est-à-dire comme $\sqrt{t}$; en effet, en partant de l'équation fondamentale de dV/dt, on trouve :

$$V_t = \frac{-\mu r_f + \sqrt{\mu^2 r_f^2 + 2\mu \rho_s \beta c \pi_0 t}}{\mu \rho_s \beta c} \cdot S$$

Par ailleurs ce débit et cette quantité de sédiments retenus varient avec les interactions superficielles survenant entre liquide, sédiments et milieu filtrant, interactions qui vont croissant avec la finesse de filtration et dont la loi de Poiseuille ne rend pas suffisamment compte.

Les deux éléments de filtre peuvent être rassemblés dans un même corps de filtre, voire dans une même cartouche filtrante.

BIBLIOGRAPHIE

PREVOST. Organisation du graissage dans les moteurs à combustion interne. Journal de la S.I.A., novembre et décembre 1954.

HASSELGRUBER. De la détermination mathématique de l'approvisionnement en huile de graissage des moteurs à combustion interne. M.T.Z., août 1957.

Refroidissement de l'huile. Diesel Power, juin et décembre 1945, septembre 1952. Diesel Railway Traction, septembre 1952.

Les pompes à engrenages. Automobile Engineer, août 1946. Revue Générale de Mécanique, juillet à décembre 1951.

Lubrifiants pour moteurs. Gas and Oil Power. Revue annuelle 1955.

RAINE. Le choix et l'utilisation des huiles de graissage pour moteurs Diesel. Journal de la Marine Marchande, 1954.

MEURER. Action exercée par le fonctionnement sur les lubrifiants et le combustible dans le moteur Diesel à grande vitesse. A.T.Z., juillet 1953.

Action des additifs sur les huiles de graissage. Usine nouvelle, 31 janvier 1957.

LARBRE. Les huiles détergentes et leurs propriétés dispersives. Revue de l'Institut Français du Pétrole, octobre 1956.

MAC NAB et GOLDLIN (De). Etude du comportement thermique des huiles pour moteurs Diesel. Journal de la S.I.A., février 1960.

DYSON, RICHARDS et WILLIAMS. Huiles lubrifiantes pour Diesel :

leur sélection et leur utilisation en fonction de leur alcalinité.Séance du 17 mai 1957 à l'Institution of Mechanical Engineers, Londres.
BENOIST. Huiles pour moteurs Diesel : la basicité, facteur de périodicité des vidanges. Journal de la S.I.A., août-septembre 1960.
BRUN et COURTEL. Développement d'une méthode d'essai pour la qualification des huiles de graissage destinées aux moteurs Diesel. Journal de la S.I.A., octobre 1958.
COHEN. Les additifs dispersants dans les huiles. Journal de la S.I.A., février 1961.
POCOCK. Les huiles détergentes peuvent augmenter l'usure. S.A.E. Journal, octobre 1956.
HALLIWELL. Comment l'usure d'un moteur est affectée par la détergence de l'huile, la filtration et les abrasifs. S.A.E. Journal, septembre 1959.
BARRET. Le vieillissement des huiles de graissage des moteurs Diesel. Compagnie de raffinage Shell-Berre (Département S.T.A.).

Chapitre XVII

LE LANCEMENT

Pour utiliser un moteur Diesel il faut au préalable l'avoir entraîné à une vitesse de rotation suffisante pour que la température θ_2 atteinte par l'air en fin de compression permette l'inflammation spontanée du combustible injecté.

La température atteinte par l'air en fin de compression varie en fonction :

1. De la température θ_1 de l'air aspiré.

   Rappelons que, à l'occasion de l'étude thermodynamique, nous avons souligné que l'influence de ce facteur était beaucoup plus importante dans le cas des moteurs Diesel - à rapport de compression volumétrique élevé et à allumage spontané - que dans le cas des moteurs à essence.

2. Des pertes :
   α) De chaleur, par les parois de la cylindrée ;
   β) De pression, par fuites aux segments et aux soupapes.

α.- Les pertes thermiques dépendent :

Du coefficient de transmission thermique des parois froides;
De l'étendue de la surface de contact ;
De la différence de température entre l'air en cours de compression et les parois;
De la durée du contact.

β.- Les pertes de pression dépendent :

De la valeur des fuites ;
De la durée de période de fuite.

Dans ces deux catégories de pertes intervient un paramètre important : la durée ; il faut donc réduire cette durée et, pour cela, entraîner le moteur à une vitesse de rotation suffisante pour assurer l'allumage spontané compte tenu de la température ambiante.

Remarquons que :

- Le coefficient de transmission thermique par convection croît suivant la racine carrée de la vitesse de circulation de l'air le long des parois ; les moteurs à forte turbulence seront en conséquence, et toutes choses égales par ailleurs, plus difficiles à allumer.
- Le rapport de la quantité globale de chaleur perdue à la quantité globale de chaleur produite est proportionnel à $\frac{S}{Q} = \frac{D^2}{D^3} = \frac{1}{D}$; à cylindrée égale, les multicylindres à petit alésage seront plus difficiles à démarrer que les moteurs à gros alésage, d'autant plus que les résistances dues au frottement croissent également, à cylindrée totale donnée, avec le nombre de cylindres.
- Les circonstances ci-dessus se conjuguent fréquemment.

La pratique du réchauffage des parois internes du moteur par l'utilisation d'eau chaude améliore beaucoup moins les conditions de lancement du Diesel que celles du moteur à essence. En effet :

- L'influence de la température de l'air est plus importante. Pour $\varepsilon = 7$ un abaissement de 10° de la température θ_1 n'abaisse que de 20° la température θ_2 contre 30° quand $\varepsilon = 16$;
- La masse du moteur Diesel est plus importante ;
- L'alésage est en général plus grand.

La vitesse ω_c, vitesse critique d'allumage spontané dans les conditions considérées, est atteinte après exécution d'un nombre $\mathcal{N}$ de tours. Le nombre $\mathcal{N}_0$ minimal théorique est lui-même fonction du type de moteur. Alors qu'il faut, pour un moteur à essence, effectuer (un temps d'aspiration + un temps de compression) pour assurer l'alimentation d'un cylindre donc la possibilité d'inflammation, il suffit théoriquement pour un moteur Diesel d'effectuer un temps de compression seulement ; pratiquement avec un moteur multicylindres on a toujours un piston en bonne position d'attente et les allumages sont pratiquement instantanés lorsque l'air aspiré n'est pas froid.

Si $\mathcal{C}_r$ est le couple résistant moyen du moteur (frottements et compressions) - couple fonction au premier chef de la viscosité de l'huile donc de sa température - la quantité d'énergie dont il faut disposer pour faire effectuer très lentement $\mathcal{N}$ tours au moteur est :

$$\mathcal{E} = 2 \pi \mathcal{N} . \mathcal{C}_r$$

Si, disposant de cette énergie $\mathcal{E}$, on fournit au moteur un couple $\mathcal{C}_a$ très légèrement supérieur à $\mathcal{C}_r$ on entraînera le moteur à très faible vitesse et lorsque toute l'énergie aura été dépensée le moteur aura effectué $\mathcal{N}\ \mathcal{C}_r / \mathcal{C}_a$ tours sans avoir atteint la vitesse critique ω_c (fig. XVII.1).

Si au contraire, disposant toujours de cette même énergie $\mathcal{E}$, on fournit au moteur un couple $\mathcal{C}_A$ nettement supérieur à $\mathcal{C}_r$, la vitesse ω_c sera atteinte (en B) bien avant qu'aient été effectués (en A) les $\mathcal{N}\ \mathcal{C}_r / \mathcal{C}_A$ tours disponibles et les circonstances favorables à l'allumage spontané se renouvelleront (jusqu'en C) durant une partie du temps de l'accomplissement des $\mathcal{N}(1 - \mathcal{C}_r / \mathcal{C}_A)$ tours restants.

Avec un couple de lancement infini, la vitesse Ω atteinte instantanément serait telle que toute l'énergie potentielle $\mathcal{E}$ aurait été transformée en énergie cinétique :

$$\mathcal{E} = \frac{1}{2} I \Omega^2$$

donc $\Omega = \sqrt{2\,\mathcal{E}/I}$, I étant le moment d'inertie du moteur. Dans cette hypothèse le moteur ralentirait ensuite, injection coupée, suivant l'arc de parabole $\Omega\,\mathcal{N}$.

En réalité le moteur est lancé selon un mouvement uniformément accéléré O A - le couple moteur et le couple résistant étant supposés constants quand ω croît - conduisant, en fin de lancement, à une vitesse de rotation ω_A dépendant :

- De l'inertie I du moteur (et, le cas échéant, de ce qui lui est accouplé)
- De l'énergie $\mathcal{E}$ dépensée
- Du couple résistant $\mathcal{C}_r$ du moteur (et, le cas échéant, de ce qui lui est accouplé)
- Du couple fourni $\mathcal{C}_A$

et telle que :

$$\mathcal{E} = \frac{1}{2} I \omega_A^2 + 2\pi \frac{\mathcal{N}\mathcal{C}_r}{\mathcal{C}_A} \cdot \mathcal{C}_r$$

soit :

$$\omega_A = \sqrt{2 \frac{\mathcal{E}}{1} \left(1 - \frac{\mathcal{C}_r}{A}\right)}$$

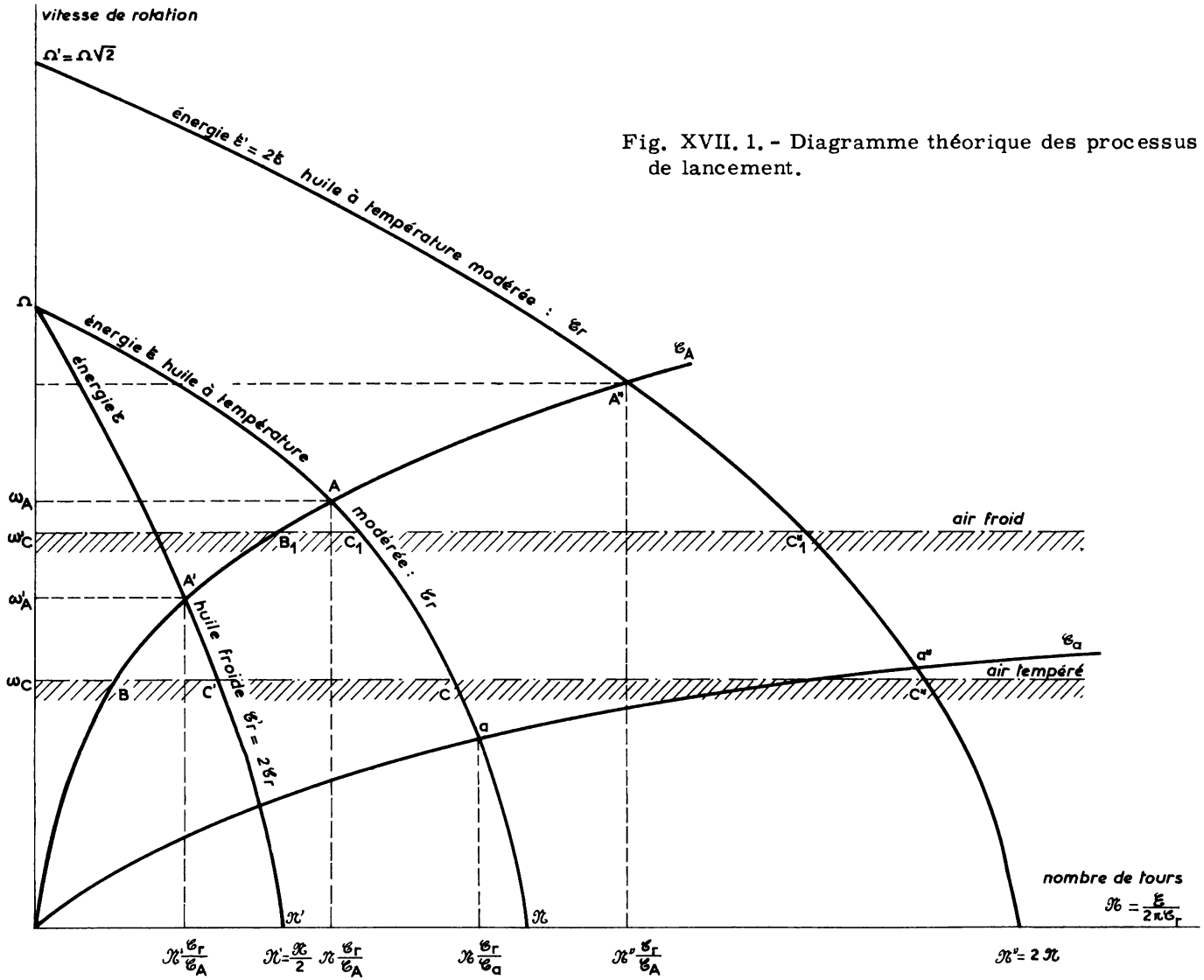


Fig. XVII. 1. - Diagramme théorique des processus de lancement.

On voit que, pour augmenter ω_A, il faut :

A I, $\mathcal{C}_r$ et $\mathcal{E}$ donnés augmenter $\mathcal{C}_A$

A I, $\mathcal{C}_r$ et $\mathcal{C}_A$ donnés augmenter $\mathcal{E}$ ($\Omega\mathcal{N}$ se déplace en $\Omega'\mathcal{N}''$ et AC devient A"C" (fig. XVII. 1).

On constate également que, si l'inertie I est augmentée (un alternateur a souvent une inertie 5 fois supérieure à celle d'un moteur auquel il est accouplé), il faut augmenter $\mathcal{E}$ dans le même rapport.

En général on recommande que ω_A corresponde à une vitesse de piston :

De 1, 2 m/s quand D < 150 mm
De 1 m/s quand D > 150 mm.

Si la vitesse critique d'inflammation ω_c augmente, soit parce que la température de l'air diminue soit parce que les pertes de pression ou par parois augmentent, il faut augmenter ω_A donc $\mathcal{C}_A$, et ce d'autant plus que le refroidissement de l'ambiance entraîne un refroidissement de l'huile, donc une augmentation de $\mathcal{C}_r$, ce qui, à énergie $\mathcal{E}$ constante ($\Omega\,\mathcal{N}$ s'est déplacé en $\Omega\,\mathcal{N}'$) (fig. XVII. 1), a provoqué une diminution du nombre de tours effectués par le moteur, donc une diminution de ω_A (AC est devenu A'C') (fig. XVII. 2).

Mais il arrivera un moment où $\mathcal{C}_A$ atteindra une valeur $\mathcal{C}_\ell$ égale au couple maximal que le vilebrequin peut supporter ; en pratique le couple $\mathcal{C}_\ell$ à ne pas dépasser est égal au triple du couple nominal $\mathcal{P}$. 716, 2/N ; il est donc très élevé et permet en général d'atteindre la vitesse assurant l'inflammation dans des conditions moyennement difficiles en ne faisant effectuer qu'un tour environ au moteur.

Si la valeur minimale du couple qu'il faut entretenir pour que le moteur, une fois décollé, ne s'arrête pas est $\mathcal{C}_r$, le couple $\mathcal{C}_d$ qu'il faut fournir pour décoller le moteur arrêté lui est supérieur ; il faut donc vérifier que $\mathcal{C}_d < \mathcal{C}_\ell$.

Comme base de départ on peut tabler sur :

1) $\mathcal{C}_d$ (en mètres par kilogramme) $\simeq$ (17 + n) Q (litres) + (3.10^{-4} n D C).

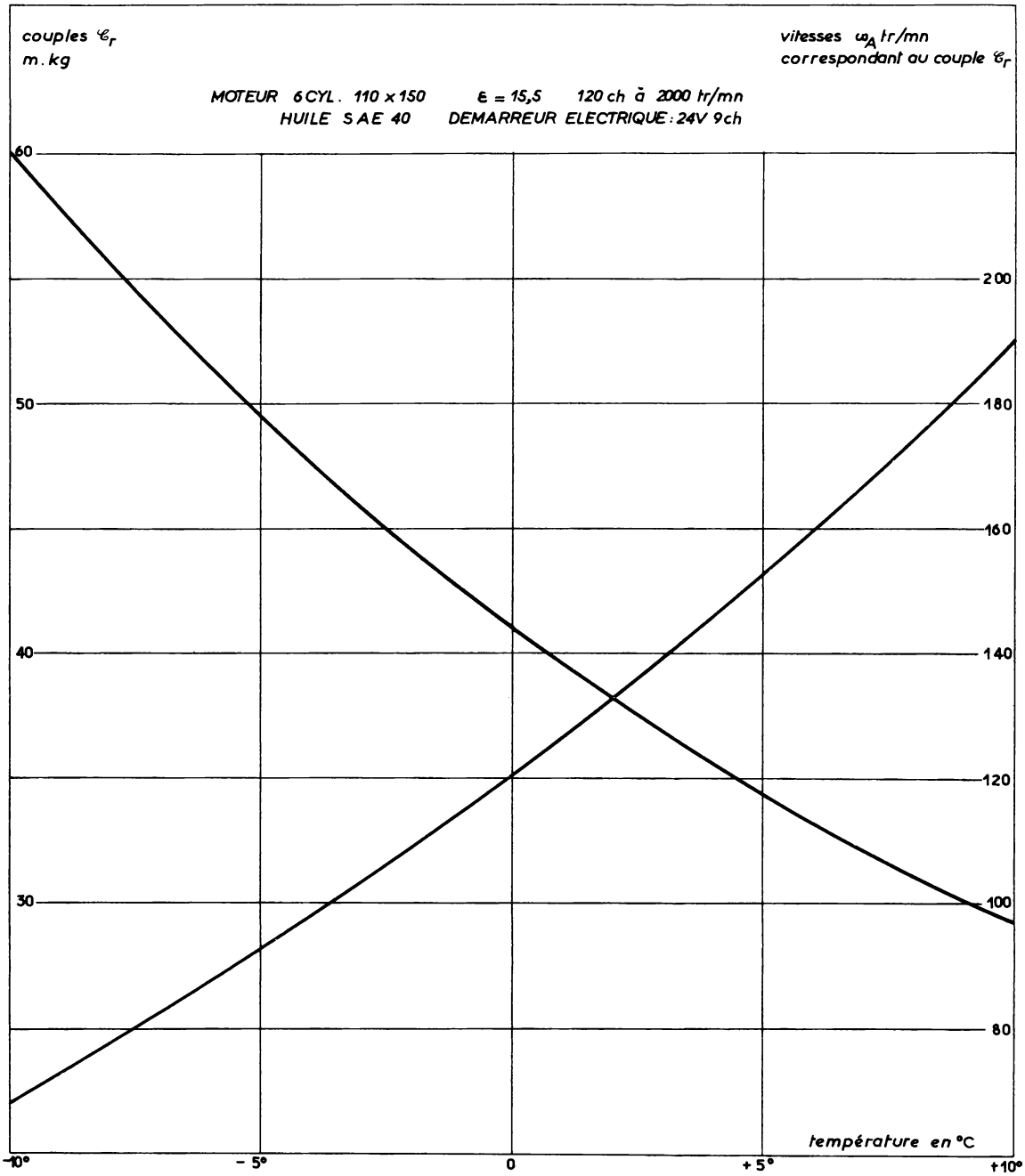


Fig. XVII. 2. - Variations respectives de $\mathcal{C}_r$ et ω_A en fonction de la température.

(d'après BERGER - S. I. A., Septembre 1954)

où :

Q est la cylindrée unitaire
n est le nombre de cylindres
D et C sont exprimés en millimètres.

Si le rapport de compression volumétrique est supérieur à 16, il faut adopter 21 au lieu de 17.

2) $\mathscr{C}_r$ (en mètres par kilogramme) $\simeq n\,Q + (3.10^{-4}\, n\,D\,C)$.

Ces valeurs s'entendent pour des températures de moteur de l'ordre de 0°C et une huile de viscosité SAE 20.

La portion de couple résistant due aux compressions croissant avec le rapport de compression volumétrique, la variation de $\mathscr{C}_r$ avec la température est moins rapide dans le Diesel que dans le moteur à essence : on peut tabler en gros que $\mathscr{C}_r$ est doublé pour chaque diminution de température de 20°.

DISPOSITIFS DE LANCEMENT

Deux classes de dispositifs de lancement existent :

A. - Dispositifs du type à entraînement continu

Ce sont des dispositifs où $\mathscr{C}_A$ est faible et où $\mathscr{E}$ doit être importante.

Le plus courant de ces dispositifs est le démarreur électrique alimenté par une batterie d'accumulateurs ; il ne faut pas perdre de vue que la capacité d'une batterie diminue avec la température et que le couple fourni par un démarreur électrique décroît quand ω croît, circonstances qui se conjuguent fâcheusement (fig. XVII.3) et s'harmonisent mal avec les variations de rendement du démarreur.

On peut citer également :

- Le moteur auxiliaire : petit moteur à essence avec embrayage et parfois boîte de vitesses ;
- Le démarreur rotatif à air comprimé, agissant sur le nez du vilebrequin soit sur une couronne fixée au volant au lieu et place du démarreur électrique.

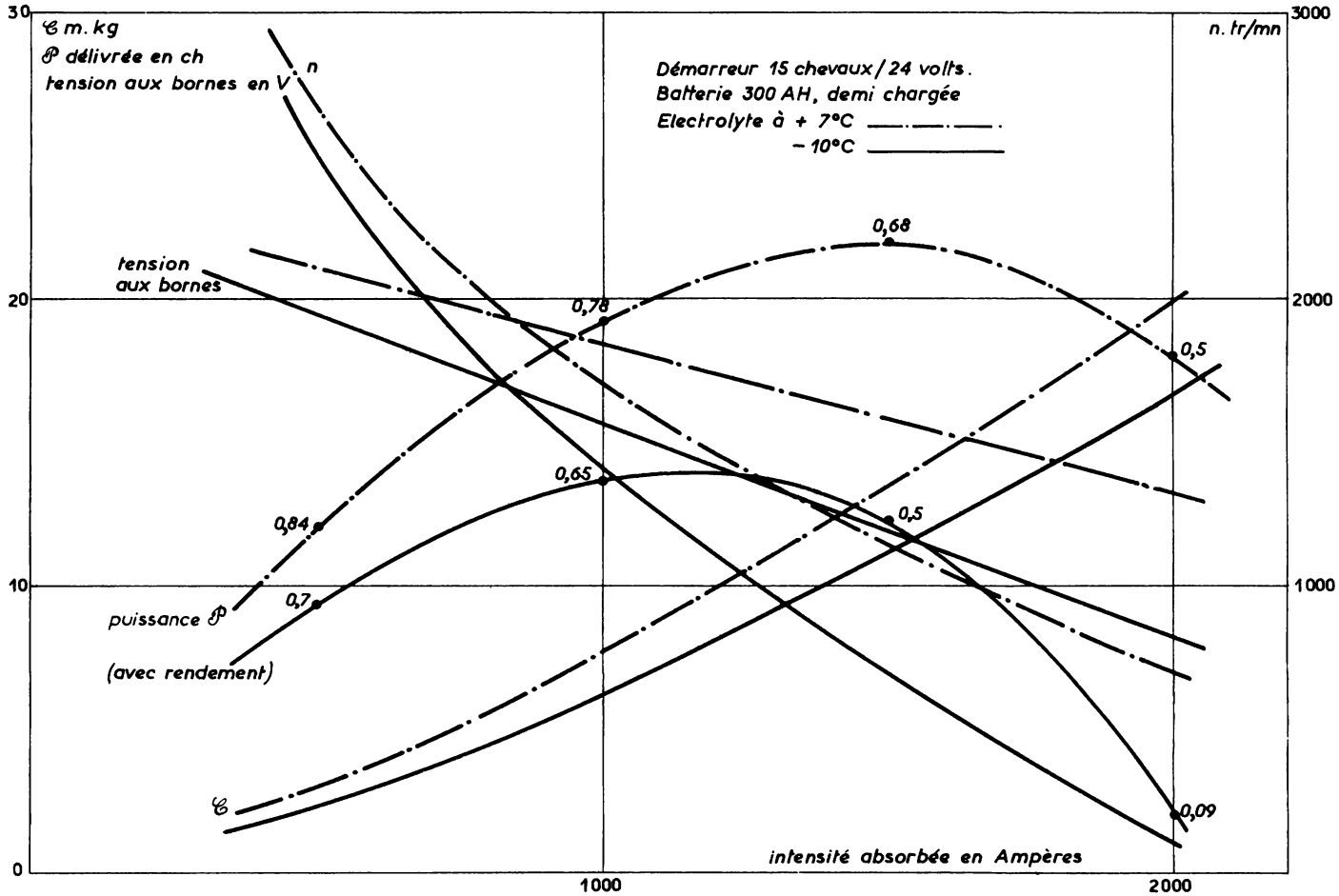


Fig. XVII. 3. - Courbes caractéristiques d'un démarreur électrique.
(d'après documents Lavalette)

B. - Dispositifs du type à impulsion

Dans ces dispositifs $\mathscr{C}_A$ est élevé et l'utilisation de l'énergie $\mathscr{E}$ est excellente.

Le prototype en est le démarreur à pédale des motos (kick = coup de pied).

Les dispositifs utilisés dans le domaine du moteur Diesel sont :

a) Emploi direct de l'air comprimé. L'air comprimé dans des bouteilles est envoyé par l'intermédiaire d'un distributeur lié au vilebrequin dans les cylindres en position "Temps moteur" au moyen de soupapes de lancement. L'impulsion est d'autant plus vive que la pression est plus élevée. Ce système robuste mais lourd et encombrant est dangereux si on l'emploie avec un artifice de démarrage accélérant la combustion car il peut se produire alors de très importantes surpressions.

b) Démarreur hydraulique. De l'huile comprimée dans un accumulateur à air est envoyé dans un vérin fixé à l'avant du vilebrequin. Ce système de plus en plus utilisé permet le démarrage de moteurs jusqu'à 1 000 chevaux.

c) Démarreur à inertie. On emmagasine de l'énergie dans un volant que l'on accouple au moteur quand sa vitesse de rotation est suffisante.

d) Démarreur à cartouches. Les gaz provenant de l'explosion d'une cartouche sont envoyés dans un cylindre en position "temps moteur".

ADJUVANTS DE LANCEMENT

Lorsque, pour un moteur d'un type donné dans un état mécanique et thermique donné, la température ambiante décroît, il arrive un moment - d'autant plus rapproché que $\mathscr{C}_r$ est plus élevé - où pour atteindre au moins la vitesse critique d'inflammation il faudrait théoriquement disposer d'une énergie $\mathscr{E}$ pratiquement infinie.

Il faut donc, face à des difficultés croissantes, successivement :

I) Agir sur les couples résistants $\mathscr{C}_d$ et $\mathscr{C}_r$:

En utilisant une huile fluide conservant en service un haut index de viscosité ;

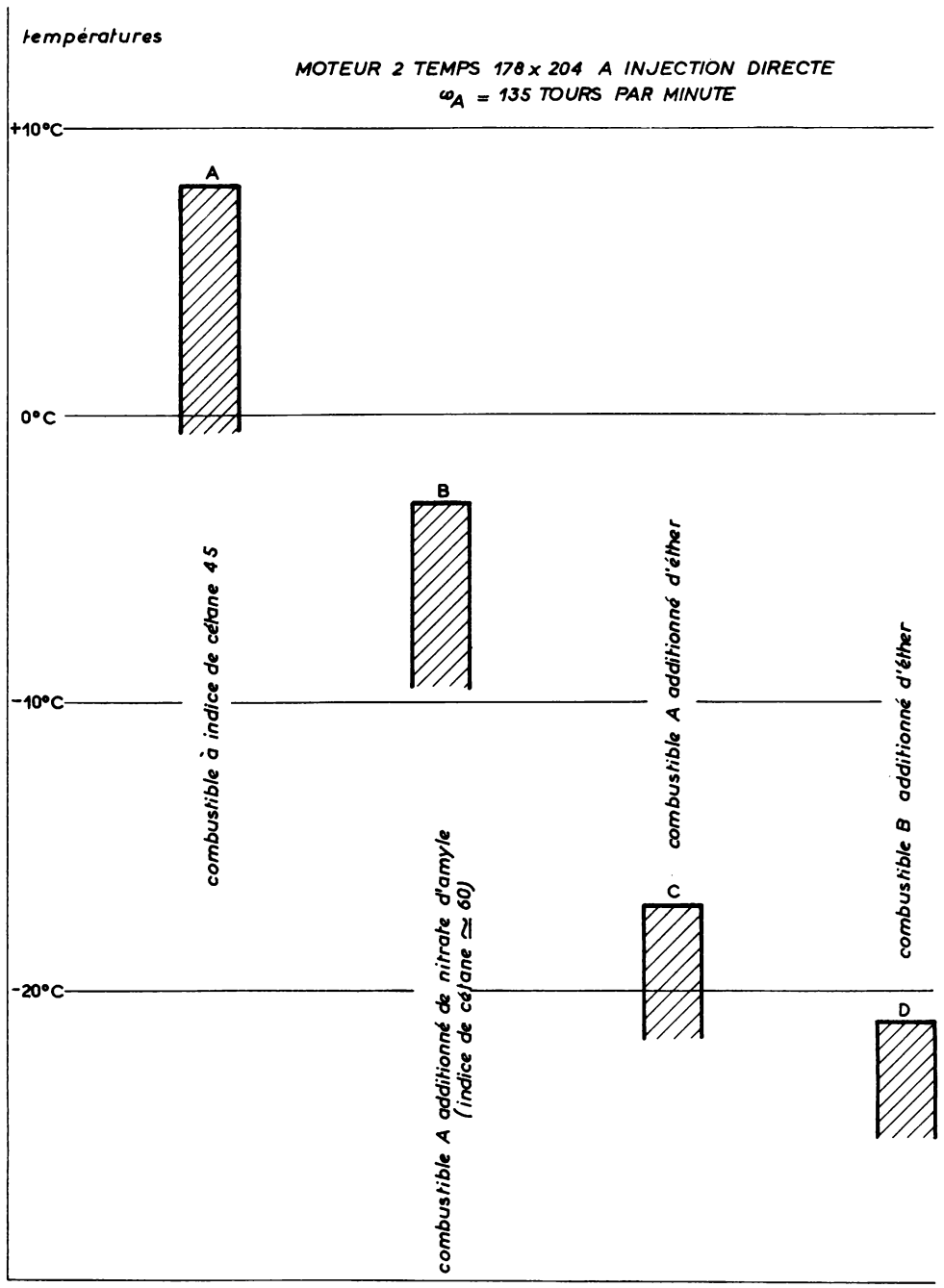


Fig. XVII. 4. - Températures minimales d'air admis pour lesquelles, à une vitesse d'entraînement donnée, a lieu l'inflammation de divers combustibles. (d'après ETHYL CORPORATION)

En réchauffant l'huile contenue dans le carter, ce qui offre souvent l'avantage supplémentaire de réchauffer les parois internes du moteur.

II) Agir sur le seuil d'inflammation et pour cela :

a) Augmenter la température θ_2 en fin de compression :

En augmentant θ_1 (bougies de réchauffage ...), ce qui est très efficace ;

En réchauffant les parois, ce qui l'est assez peu;

En augmentant la compression réelle par la fermeture de la soupape d'admission au P. M. B., ce qui est compliqué.

b) Abaisser la température d'inflammation spontanée :

En introduisant dans l'air des produits volatils à bas point d'inflammation (éther), solution qui ne doit être utilisée qu'avec prudence et doit être prohibée dans le cas des moteurs lancés à l'air comprimé.

III) Agir sur le processus dynamique de la combustion et pour cela :

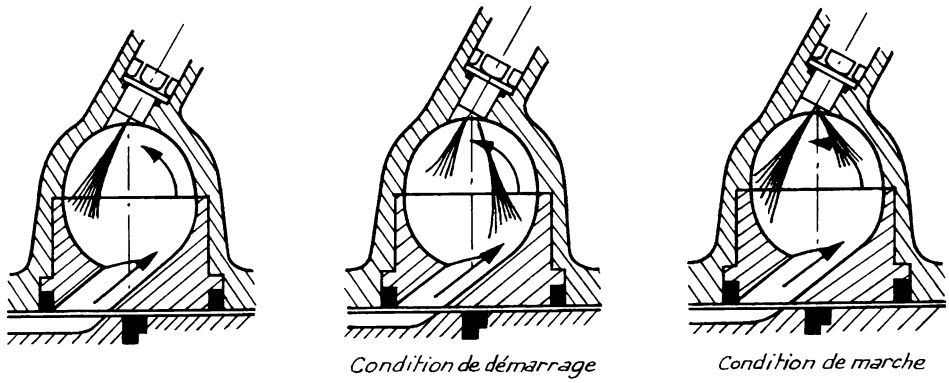
a) Diminuer le délai d'inflammation :

En utilisant un combustible de lancement à haut indice de cétane ;

En ajoutant au combustible ordinaire certains produits (tels le nitrate d'amyle) conjuguant l'augmentation de l'indice de cétane et l'abaissement de la température d'inflammation (fig. XVII. 4).

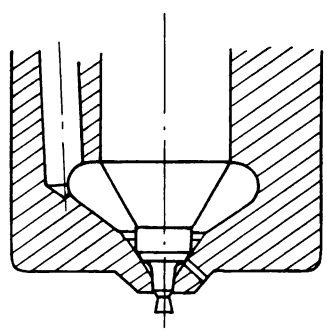
b) S'évertuer à brûler le maximum de combustible avant le P. M. H. afin que l'inflammation une fois démarrée se poursuive, en augmentant le débit de combustible (on a un énorme excès d'air : se reporter à l'étude thermodynamique du chapitre III), l'avance à l'injection étant fixée de telle sorte que la pulvérisation du combustible froid et à forte chaleur de vaporisation abaisse au minimum la température θ_2 en fin de compression.

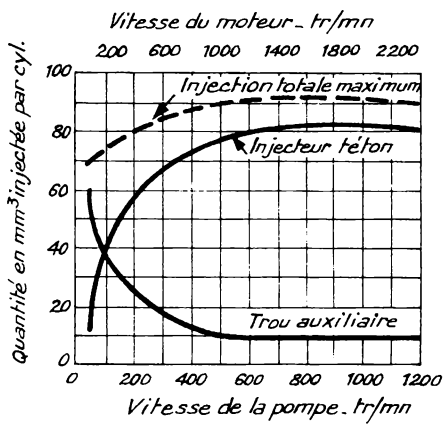
Il va de soi qu'il est loisible d'utiliser, même en conditions modérées, telle ou telle solution : si la solution II a 1 s'impose en général pour les moteurs à préchambre ou à réserve d'air, la solution III b est fréquemment utilisée en permanence (injecteur Pintaux [fig. XVII. 5], butée de lancement sur la crémaillère des pompes d'injection).



Injecteur à trou classique.

Injecteur Pintaux.





Injecteur Pintaux.

Fig. XVII. 5. -

BIBLIOGRAPHIE

BERGER. Le démarrage des moteurs. Journal S.I.A., septembre et octobre 1954.

BOCHET. Démarrage automatique de groupes électrogènes. Congrès international des moteurs à combustion interne, Paris 1951.

LEFRAND. Démarrage électrique des moteurs. Centre d'Etudes Supérieures d'Industrie automobile 1953. S.I.A.

GENIN. Détermination des caractéristiques d'une batterie de démarrage de moteurs Diesel. Journal S.I.A., octobre 1954.

GRATZMULLER. Démarrage hydraulique des moteurs. Congrès international des moteurs à combustion interne, Paris 1951.

VILLEMARD. Démarrage par inertie. Journal S.I.A., avril 1953.

L'Hydrostarter, démarreur hydraulique de la General Motors. Diesel Power, janvier 1956.

MEYER, CAROLIS (De) et ESPENSCHADE. Le lancement des Diesel à très basse température. Communication A 19 au Colloque du C.I.M.A.C. 1959 (Wiesbaden).

VOLAROVICH. Etude des frottements à basse température entre piston et cylindre et entre arbre et coussinets. Revue WEAR, 1958-1959 (vol. 2).

ANDERSON et WILSON. Efficacité du nitrate d'amyle dans un moteur Diesel. Publication Ethyl Corporation, avril 1953.

Chapitre XVIII

LA REGULATION

Les conditions de fonctionnement d'une machine motrice ou réceptrice dépendent de plusieurs variables entre lesquelles existe un certain nombre de relations. En général, le nombre de variables naturelles est supérieur au nombre des relations qui les lient.

Pour être maître du fonctionnement d'une machine à n variables et p relations intrinsèques, il faut compléter à (n - 1) le nombre des relations entre les variables, c'est-à-dire fixer [(n - 1) - p] relations arbitraires.

Il sera alors possible de trouver une relation fonctionnelle entre deux variables (x, y) libres de liaisons extérieures : cette relation $f(x, y) = 0$ constituera une caractéristique naturelle du fonctionnement de la machine. Si l'on modifie la valeur de l'une des variables arbitrairement fixées, la caractéristique $f(x, y) = 0$ se déplace et se déforme et l'on obtient une surface caractéristique $f(x, y, z) = 0$. En modifiant les valeurs d'une quatrième variable t qui, égale aussi, aurait été précédemment fixée arbitrairement, on obtiendrait un réseau de surfaces caractéristiques $f(x, y, z, t) = 0$.

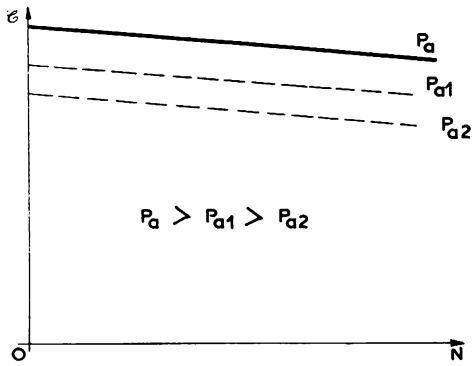
°°°

La plupart des machines se caractérisent par la présence d'un arbre tournant à ω radians/seconde ou N tours/minute et transmettant un couple $\mathscr{C}$.

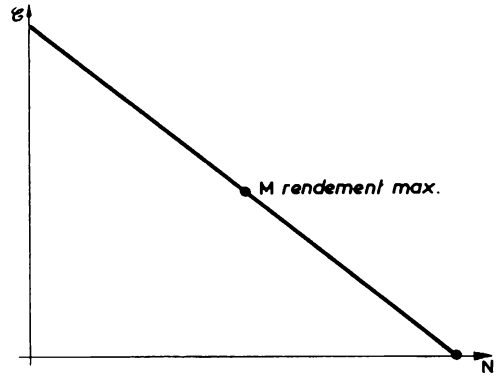
La caractéristique naturelle usuelle est $\mathscr{C} = f(N)$.

Dans le cas d'une machine à vapeur alternative, le fonctionnement dépend :

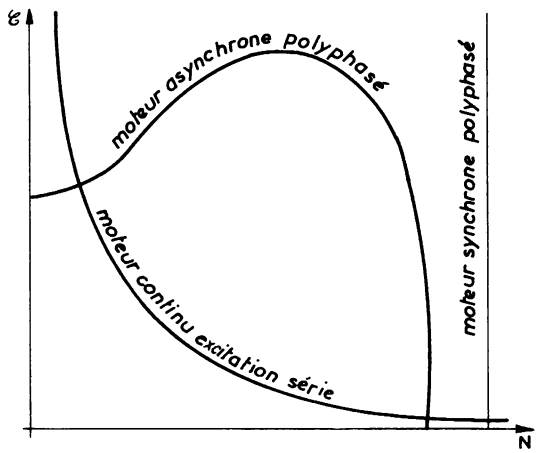
Du couple $\mathscr{C}$
De la vitesse de rotation N
De la pression d'admission de la vapeur P_a
De la pression d'évacuation P_e
De la détente Δ (généralement réglable).



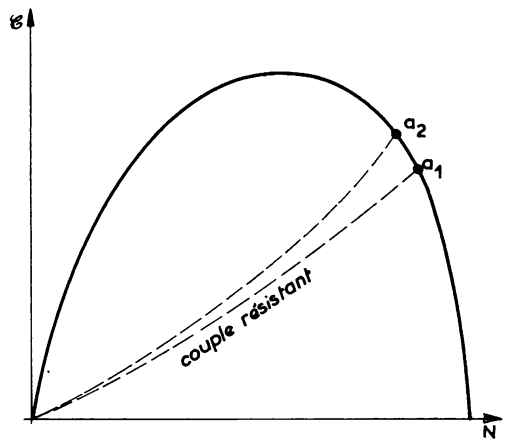
1a. - Machine à vapeur alternative



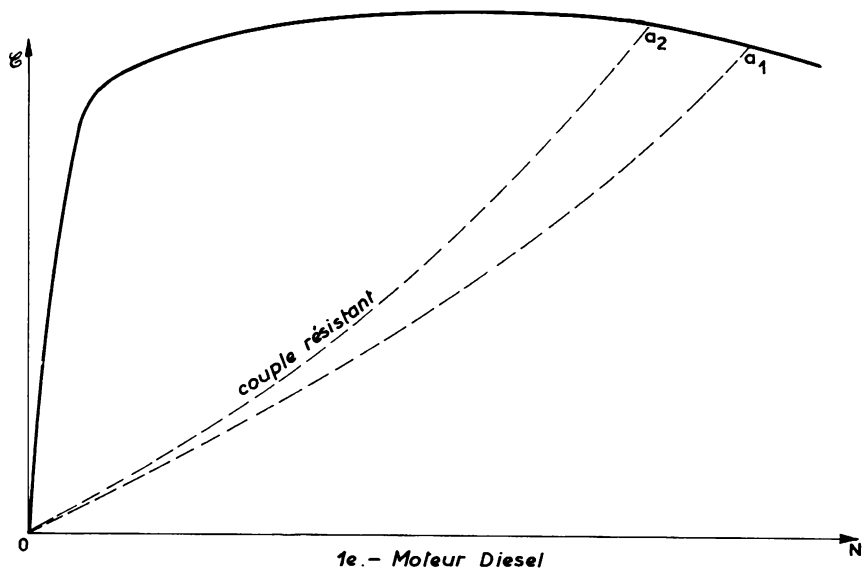
1b. - Turbine



1c. - Moteurs électriques



1d. - Moteur à carburateur



1e. - Moteur Diesel

Fig. XVIII. 1. - Caractéristiques $\mathcal{C}$ = f N

Si l'on fixe P_a, P_e et Δ, on peut relever la caractéristique $\mathscr{C} = f(N)$. Quand N augmente, la machine débite par unité de temps une plus grande quantité de vapeur par des orifices de section constante : les pertes de charge augmentent donc et la pression moyenne motrice diminue : la caractéristique $\mathscr{C} = f(N)$ est donc sensiblement une droite légèrement inclinée sur l'axe des N (fig. XVIII. 1 a).

Si P_a diminue ou si P_e augmente, la caractéristique s'abaisse sans pratiquement changer de forme : la surface caractéristique sera donc un plan incliné.

Dans une machine centrifuge (pompe ou turbine, à eau ou à vapeur) le couple $\mathscr{C}$, nul quand les vitesses du fluide et des aubes sont égales, augmente avec la différence entre ces vitesses : la caractéristique $\mathscr{C} = f(N)$ est une droite très inclinée ; le rendement de la machine est maximal au point médian (fig. XVIII. 1 b).

Dans le cas de moteurs électriques, les formes des caractéristiques à potentiel et fréquence constants sont très variées (fig. XVIII. 1 c).

Dans le cas d'un moteur à combustion interne l'effet des pertes de charge dans les conduites et aux soupapes est plus important que dans une machine à vapeur ; l'allure générale de la caractéristique $\mathscr{C} = f(N)$ est donc un peu plus inclinée que celle de la caractéristique XVIII. 1 a.

Tandis que la vitesse de rotation N est une variable dont il est facile de connaître la valeur mais qu'il est malaisé de contrôler directement, le couple $\mathscr{C}$, travail fourni par la quantité de combustible injecté par tour, ne peut pratiquement pas être mesuré en utilisation mais on peut le contrôler en agissant sur ladite quantité introduite.

Dans le cas d'un moteur à mélange préalable, le débit d'essence, pour une ouverture donnée par le papillon et pour un gicleur d'un type donné, croît depuis 0 jusqu'à une valeur maximale puis décroît lorsqu'augmente la vitesse de rotation du moteur ; cette loi $\mathscr{D}_{essence} = f(N)$ se combine avec la loi $\mathscr{D}_{air} = f(N)$, tributaire elle-même de l'allure des pertes de charge dans les conduites et au droit des soupapes : au total la caractéristique $\mathscr{C} = f(N)$ présente une forme en cloche accusée (fig. XVIII. 1 d) et toute variation de N entraîne une importante variation de $\mathscr{C}$. Le conducteur ajuste la puissance en agissant indirectement sur $\mathscr{D}_{essence} = f(N)$ par action directe sur $\mathscr{D}_{air}$. Lorsque le point de

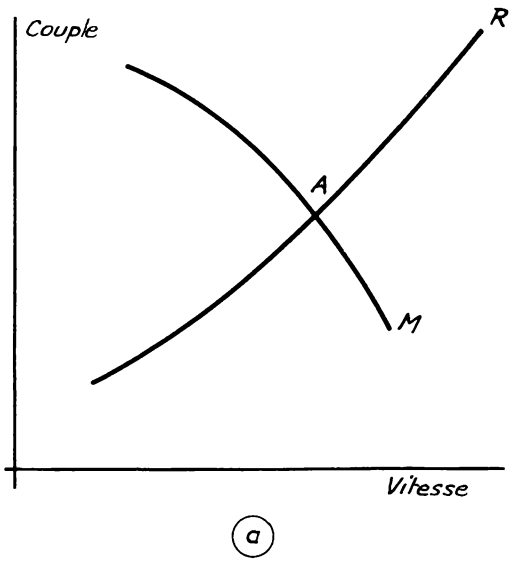


Fig. XVIII. 2 a. -

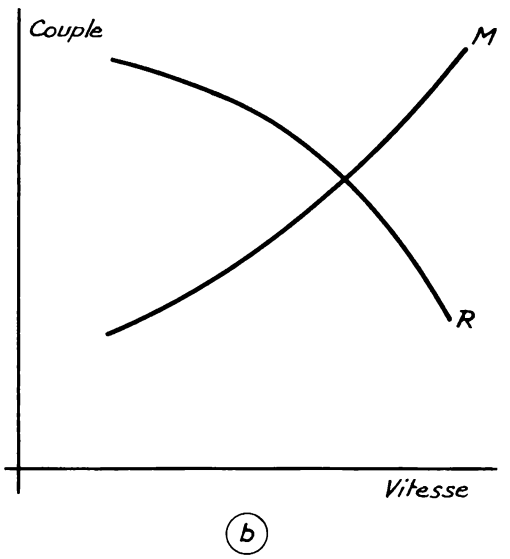


Fig. XVIII. 2 b. -

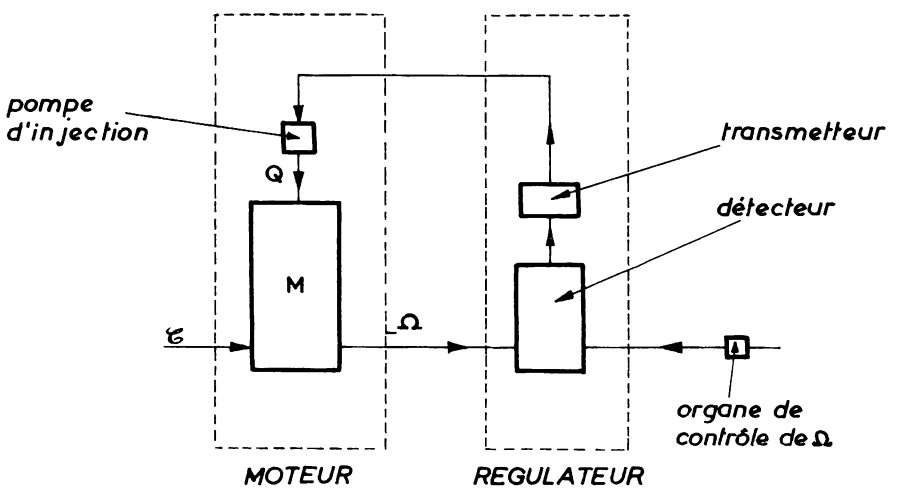


Fig. XVIII. 3. -

fonctionnement est au-delà du couple maximal, toute variation du $\mathscr{C}$ demandé entraîne une diminution de N, laquelle provoque une augmentation du $\mathscr{C}$ moteur. Le moteur est donc, alors, autorégulé ; le conducteur n'a pas dans ces conditions à intervenir lors d'une variation minime du $\mathscr{C}$ demandé.

Dans le cas du moteur Diesel, le combustible est fourni par une pompe volumétrique liée au moteur : le $\mathscr{D}_{\text{gas-oil}}$ est donc pratiquement proportionnel à la vitesse et, la combustion restant de qualité constante dans une large gamme de vitesse, la caractéristique $\mathscr{C} = f(N)$ sera beaucoup moins incurvée que celle du moteur à essence (fig. XVIII. 1 e) : toute variation du couple demandé entraînant donc une variation importante de la vitesse, le moteur Diesel n'aura un fonctionnement stable que s'il est pourvu d'une régulation externe.

Toute régulation implique les organes suivants :

1. Un détecteur (en l'occurrence un tachymètre), sensible à la valeur de la variable à régulariser (en l'occurrence la vitesse de rotation);
2. Un transmetteur;
3. Un régleur qui agit dans le sens voulu sur la variable régularisatrice (en l'occurrence le couple matérialisé par la position de la crémaillère des pompes d'injection).

Considérons un moteur et une machine réceptrice quelconques en équilibre ; l'arbre qui les relie est soumis à deux couples égaux et opposés : le couple moteur et le couple résistant. Traçons, sur un même diagramme, les caractéristiques mécaniques de chacune de ces deux machines, à savoir les courbes de variation de la valeur absolue du couple en fonction de la vitesse de rotation. Le point d'intersection A des deux caractéristiques est le point de fonctionnement du groupe puisque, au nombre N de tr/mn correspondant à ce point, les couples moteur et résistant sont égaux en valeur absolue. Pour que le fonctionnement du groupe soit stable, il est nécessaire que, lorsque la vitesse diminue, le couple moteur devienne supérieur au couple résistant : il y a ainsi tendance au retour vers le point A (fig. XVIII. 2 a). Dans le cas contraire (fig. XVIII. 2 b), le groupe s'arrêterait ou s'emballerait à la moindre perturbation. Mais cette condition n'est pas suffisante : lorsque, en effet, le réglage de l'une des deux machines varie, sa caractéristique se déplace à peu près parallèlement à elle-même. Il faut donc que les caractéristiques des deux machines se coupent à un angle voisin de $\pi/2$ pour qu'une variation minime de l'une d'elles ne modifie que de peu le point A de fonctionnement.

Dans le cas du moteur Diesel, le couple moteur étant très

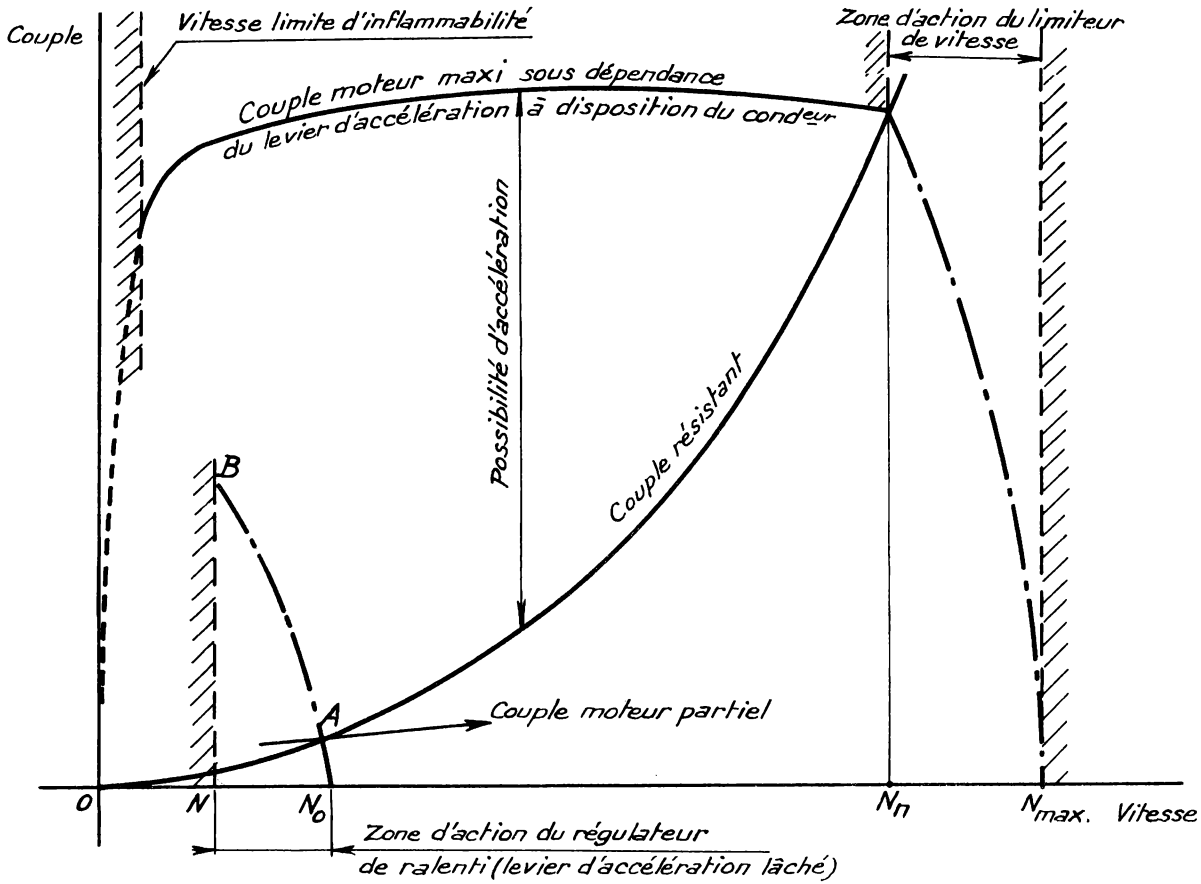

Couple
Vitesse limite d'inflammabilité
Zone d'action du limiteur de vitesse
Couple moteur maxi sous dépendance du levier d'accélération à disposition du conducteur
Possibilité d'accélération
Couple résistant
B
A
Couple moteur partiel
0
N
No
Nn
Nmax.
Vitesse
Zone d'action du régulateur de ralenti (levier d'accélération lâché)

Fig. XVIII. 4. -

voisin d'une horizontale, les deux caractéristiques se coupent fréquemment sous un angle assez aigu. Le fonctionnement en régime continu d'un moteur Diesel peut être schématisé par une relation de la forme :

$$K_1 \Omega = K_2 Q - K_3 \mathscr{C}$$

Ω, Q, $\mathscr{C}$ étant respectivement :

La vitesse de rotation
L'énergie fournie par unité de temps } à l'instant t = 0.
Le couple

Toute augmentation de Q ou toute diminution de $\mathscr{C}$ entraîne un accroissement de Ω dont l'évolution est temporisée par la variation conséquente d'énergie cinétique, conformément à :

$$I \frac{d(\Omega + \omega)}{dt} + K_1 (\Omega + \omega) = K_2 (Q + q) - K_3 (\mathscr{C} - e)$$

I étant le moment d'inertie des pièces en mouvement; il s'ensuit que :

$$\frac{I}{K_1} \frac{d\omega}{dt} + \omega = \frac{K_2}{K_1} q - \frac{K_3}{K_1} e \qquad (1)$$

$\frac{I}{K_1}$ est la constante de temps du moteur, constante dont la valeur est fonction du moteur, du volant dont il est équipé et des organes qu'il entraîne ;

$\frac{K_2}{K_1}$ en est la sensibilité à la variation d'énergie fournie, fonction des caractéristiques de combustion du moteur (type d'injection, indice de cétane, avance à l'injection en fonction de Ω et de $\mathscr{C}$, profil de la rampe de la pompe d'injection ...) ;

$\frac{K_3}{K_1}$ en est la sensibilité à la variation de couple à fournir ; ce facteur, affranchi de toute liaison extérieure, varie avec Ω d'une part, avec $\mathscr{C}$ d'autre part.
Le rôle de la régulation est de contrôler K_3/K_1 en agissant sur Q pour toute variation de $\mathscr{C}$ à une vitesse Ω donnée. On ne peut se dispenser de régulation que lorsque K_3/K_1 $\mathscr{C}$ est nul ; ceci ne se produit jamais car même lorsque le moteur est débrayé il doit entraîner ses propres auxiliaires et il est le siège de frottements internes. Autrement dit le fonctionnement d'un moteur Diesel n'est intrinsèquement stable qu'à l'arrêt.

Un ensemble moteur comprend donc obligatoirement :
Un moteur proprement dit
Un régulateur (fig. XVIII. 3).

La régulation d'un moteur Diesel consiste à assumer trois fonctions :

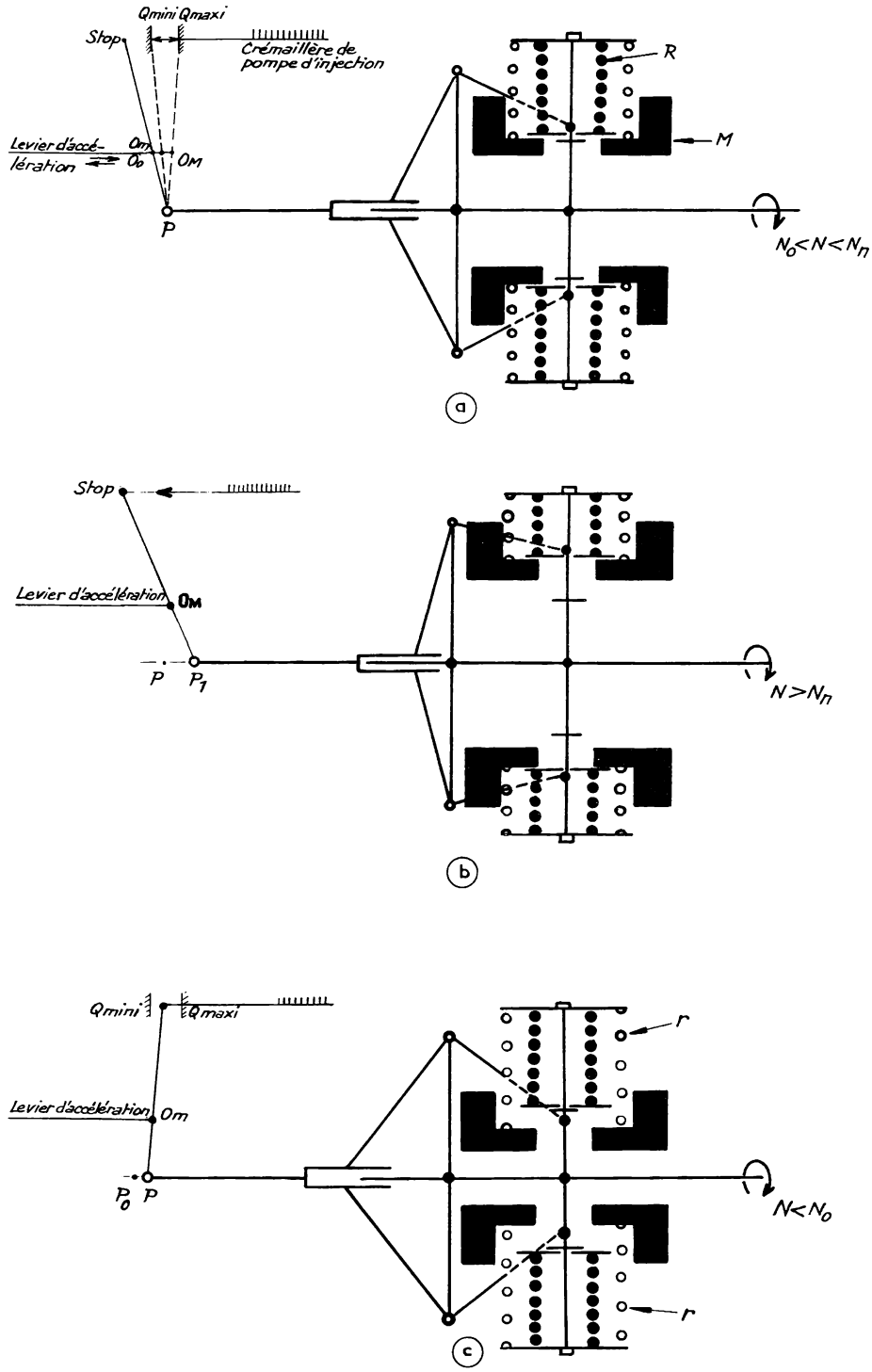


Fig. XVIII. 5. - Schéma de fonctionnement d'un régulateur.

Fonction I. - Avant tout et toujours, la limitation de la vitesse maximale. Il faut, en effet, avoir la certitude absolue que le moteur ne s'emballera pas quelles que soient les circonstances, en particulier lorsque l'effort résistant disparaît brutalement (hélice sortant de l'eau, disjonction sur le circuit électrique alimenté, ...).

Une propriété remarquable du couple du moteur à mélange préalable est que, par un choix judicieux du gicleur en fonction de la buse d'admission d'air, des tubulures d'admission ..., il est possible de faire passer la courbe du couple par une valeur maximale avant que la vitesse maximale de sécurité ne soit atteinte (ce qui ne dispense pas, néanmoins, de l'utilité de la présence d'un dispositif limiteur dans certaines applications).

Il ne peut en être de même dans le Diesel du fait de l'indépendance qui existe en fait entre le couple et la vitesse. La fonction majeure du régulateur sera de réduire le couple de façon telle que la vitesse limite de sécurité ne soit jamais atteinte. Le régulateur comporte donc, avant tout, un dispositif limiteur de vitesse à force centrifuge, analogue au régulateur de Watt, qui réduit, puis annule la quantité délivrée par la pompe d'injection (fig. XVIII. 4).

Fonction II. - Ensuite et presque toujours, la limitation et la stabilisation de la vitesse du moteur au ralenti, le levier d'accélération étant lâché.

a) Limitation pour permettre l'obtention d'une température d'air suffisamment élevée, condition nécessaire à la combustion spontanée. La vitesse de référence est la vitesse de ralenti à vide laquelle est choisie d'une valeur telle que, au ralenti en charge, la combustion soit encore correcte.

b) Stabilisation. Les caractéristiques couple = f (vitesse) des machines réceptrices sont en général voisines de paraboles ayant le point O comme sommet. Pour avoir un fonctionnement stable à faible vitesse, il faut donc réduire le couple fourni ; l'angle de stabilité du groupe est alors très aigu. Grâce au régulateur, on substitue à la caractéristique naturelle du couple moteur partiel la caractéristique régulée AB (fig. XVIII. 4) sensiblement perpendiculaire au couple résistant.

Le dispositif assumant cette fonction peut être combiné avec le dispositif limiteur de vitesse maxi :

- Pour toute vitesse N comprise entre le ralenti N_o et la vitesse nominale N_n, les masses centrifuges, équilibrées par les ressorts R, tournent dans une position telle que M et maintiennent l'extrémité du palonnier en un point P (fig. XVIII. 5 a). Par action (manuelle par exemple) sur le levier de commande d'injection, on fait varier le point O de O_m à O_M et la crémaillère des pompes du "Mini" jusqu'au "Maxi".

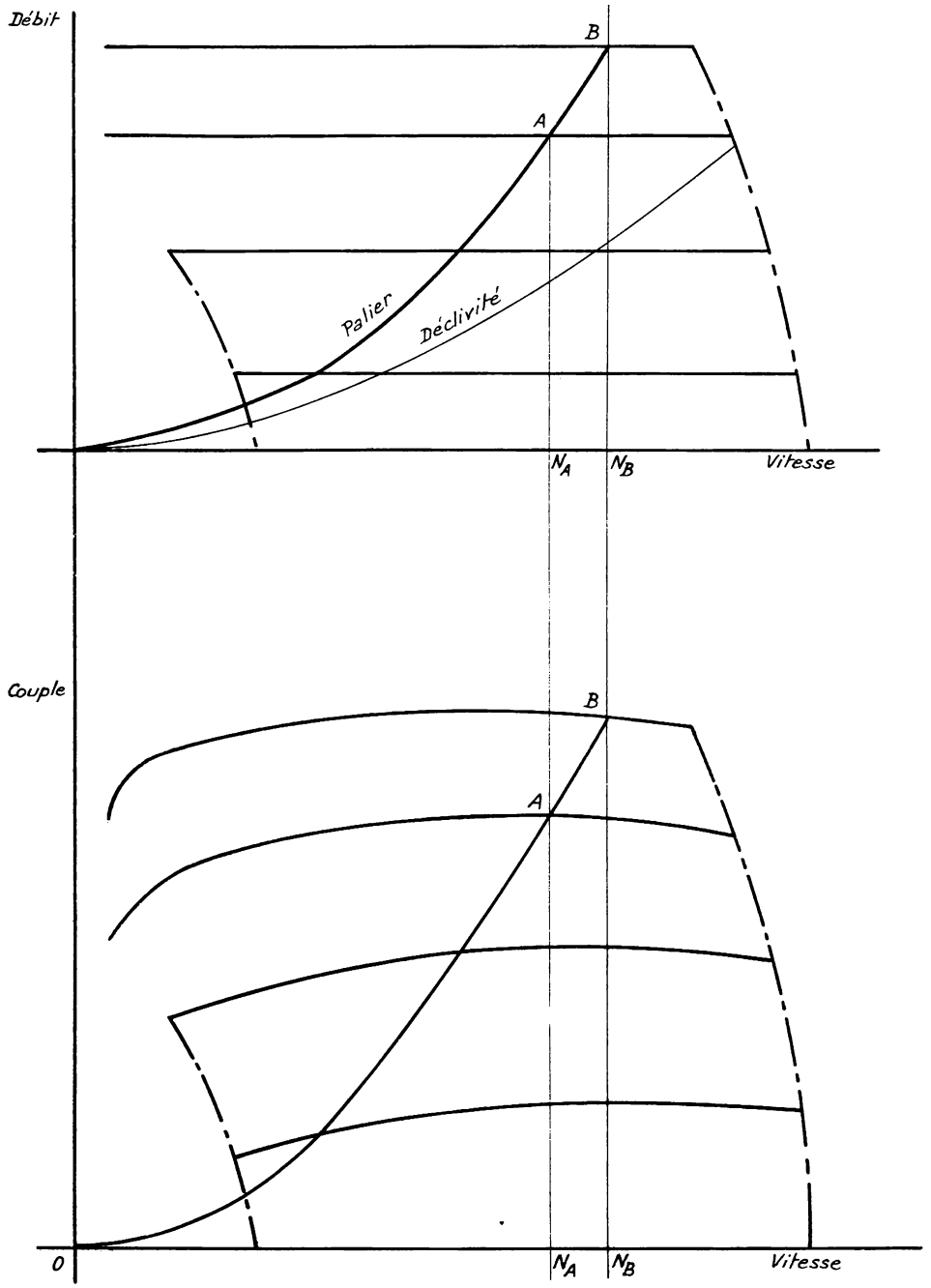


Fig. XVIII. 6. - Principe de fonctionnement de la régulation.

- Pour toute vitesse $N > N_n$, les masses s'écartant compriment les ressorts R, et le point P se déplace en P_1 (fig. XVIII. 5 b); quelle que soit la position de O, le point Q, extrémité de la crémaillère, sera maintenu en Q_o donnant l'injection nulle.

- Pour toute vitesse $N < N_o$, les masses se rapprochent de l'axe sous l'action d'un ressort r (fig. XVIII. 5 c) indépendant de R, et P se déplace entre P et P_o ; quelle que soit la position de O, le point Q, extrémité de la crémaillère, se déplacera entre "Mini" et "Maxi". Le moteur ne devant pas caler lorsqu'on lâche l'accélérateur, le régulateur de ralenti constitué par le ressort r assure le fonctionnement stable.

Fonction III. - Enfin, la régulation consiste à assumer la limitation des écarts maxi des vitesses en fonction de la charge pour les allures intermédiaires.

Cette régulation peut être réalisée soit α) humainement, soit β) mécaniquement.

α) Régulation effectuée par le mécanicien (cas des camions, des autorails légers, des bateaux de faible tonnage, ...). Le mécanicien (organe régleur) agit, par une tringlerie, telle que celle représentée en figure XVIII. 5 (levier d'injection), sur la position de la crémaillère de la pompe d'injection en fonction :

1. De l'indication qui lui est fournie par le tachymètre (organe détecteur) ;

2. De l'accélération qu'il désire conférer à son véhicule, compte tenu d'un horaire et d'un profil (ou d'un courant).

A chaque position de la crémaillère correspond une courbe de couple.

A chaque profil correspond une vitesse d'équilibre, point de rencontre du couple moteur et du couple résistant.

Si la vitesse N_A (fig. XVIII. 6) de l'organe récepteur est jugée insuffisante, le mécanicien augmente le débit des pompes et le point de fonctionnement devient B. Une butée sur la crémaillère des pompes limite la valeur du débit maximal. Le moteur étant supposé en régime continu, à une position donnée de la crémaillère (donc à une valeur donnée du débit des pompes) correspond une courbe caractéristique couple = f (vitesse).

Si nous nous fixons :

a) La vitesse de rotation,

b) La position de la crémaillère des pompes d'injection,

le couple moteur se trouve déterminé.

Si nous nous fixons :

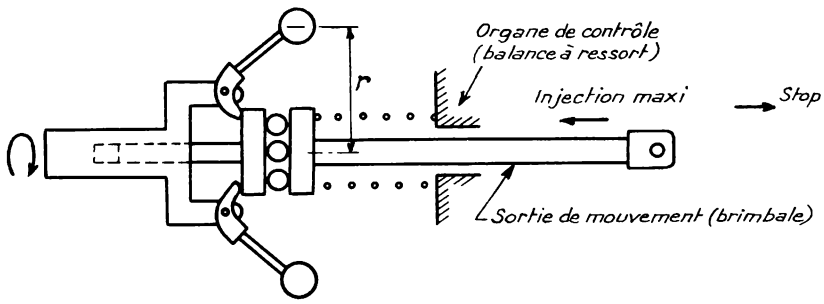


Fig. XVIII. 7. - Schéma d'un régulateur.

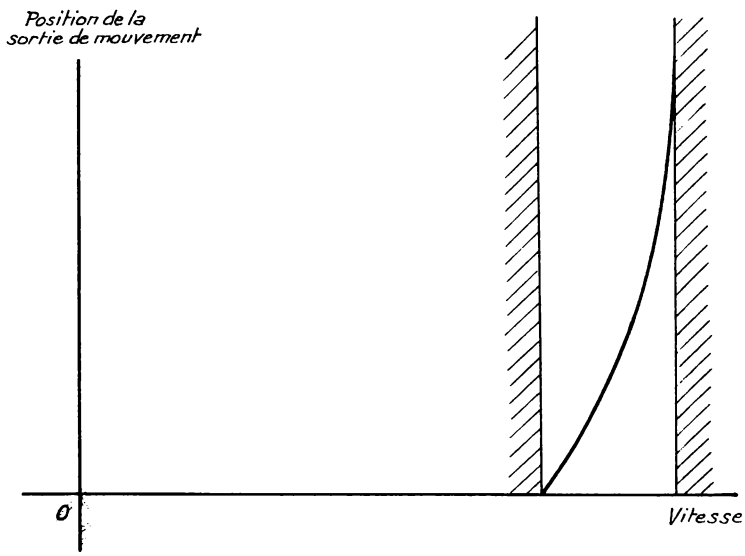


Fig. XVIII. 8. - Déplacement de la brimbale.

a) La vitesse de rotation,
b) Le couple moteur,

il n'y a qu'une position, et une seule, de crémaillère répondant à la question.

Notons que cet état de choses est, d'ailleurs, indépendant de la présence, ou non, d'un régulateur de quelque principe qu'il soit.

β) Mais la sensibilité, la rapidité de réponse de ce régulateur manuel sont tellement imparfaites que ce type de régulation ne peut être utilisé que lorsque le système récepteur possède une grande inertie ; il est impensable, par exemple, d'utiliser cette régulation manuelle dans le cas d'un groupe électrogène, ou même d'un groupe électropompe. Dans de telles applications, il faut prévoir une régulation mécanique asservissant la position de la crémaillère des pompes à la position de l'aiguille du tachymètre.

Mais l'effort disponible sur l'aiguille et même l'arbre d'un tachymètre étant extrêmement minime, on est conduit, en principe, à remplacer le tachymètre :

Soit par une dynamo (ou mieux un alternateur) tachymétrique (solution adoptée par la General Electric pour la régulation des moteurs de locomotives),

Soit, beaucoup plus communément, par un régulateur de Watt qui n'est rien d'autre qu'un tachymètre dont la zone d'action ne se développe que sur quelques pour-cents de la plage de vitesse du moteur. C'est ce dernier type d'appareil, constituant l'essence des régulateurs classiques, qui fait l'objet de l'exposé qui suit.

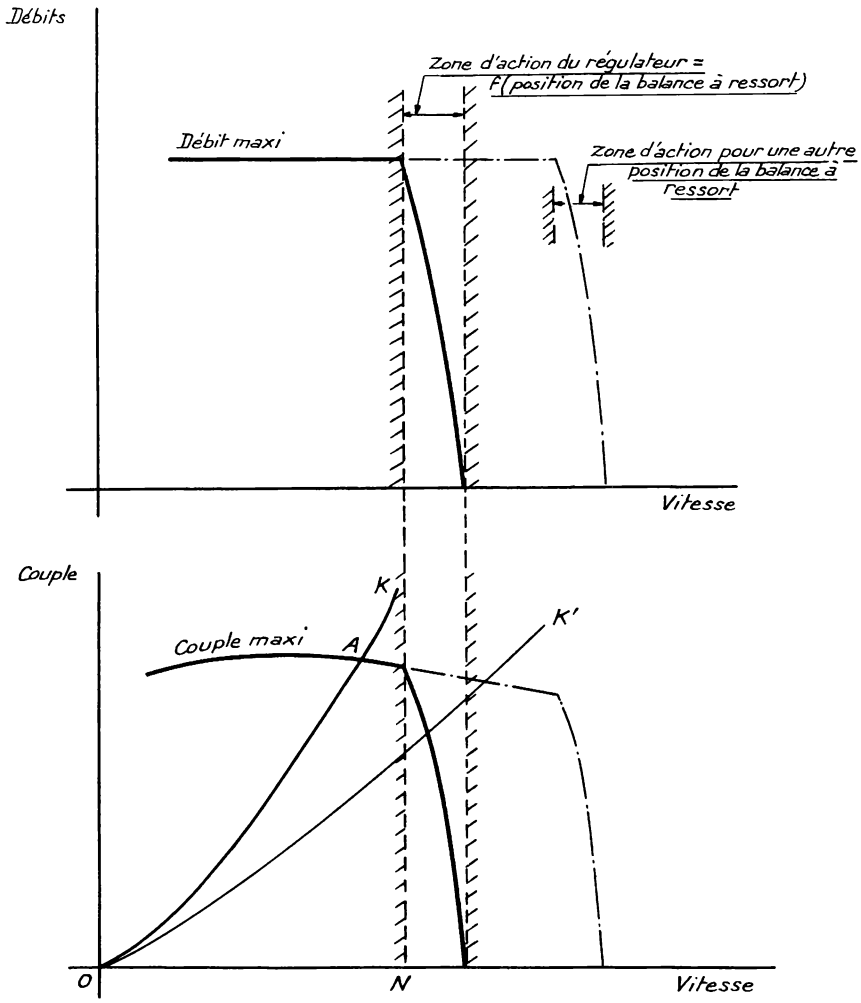
LE REGULATEUR (fig. XVIII. 7)

Le rôle du régulateur est de maintenir la vitesse de rotation du moteur à une valeur voisine de celle d'une vitesse déterminée Ω en dépit des variations de charge auxquelles ce dernier est soumis.

Cette vitesse Ω est :
- Soit fixe,
- Soit soumise à la décision d'un conducteur ou à un programme préétabli.

L'action du régulateur s'exerce au moyen d'une sortie de mouvement dont la position est fonction de la seule vitesse à l'instant considéré et qui est liée à la crémaillère des pompes d'injection de telle sorte que, si la vitesse augmente, cette sortie de mouvement - appelée brimbale - fasse que le débit des pompes diminue.

Un organe de contrôle permet de fixer la zone d'action du régulateur.



Soit OK le couple demandé. Le point de fonctionnement est A. Si l'on désire fonctionner à la vitesse N (groupe électrogène alternatif), il faut diminuer le couple demandé en agissant sur l'excitation de l'alternateur (courbe OK'). Le régulateur est souvent muni d'une deuxième sortie de mouvement qui agit sur la valeur du champ de l'alternateur.

Fig. XVIII. 9. - Diagramme théorique de fonctionnement de la régulation.

Cet organe, fixant la position de l'extrémité du ressort opposée à celle sur laquelle s'appuie le talon des masselottes, peut :

a) Soit occuper une position et une seule,
b) Soit occuper différentes positions.

a) Le régulateur se comporte alors comme un tachymètre. La courbe du déplacement de la sortie de mouvement, laquelle pourrait parfaitement être graduée en tours par minute, est alors celle de la figure XVIII.8.

Si la vitesse minimale de la zone d'action est la vitesse nominale, le régulateur est du type "limiteur de vitesse" ci-dessus examiné à l'occasion de la fonction I.

b) A chacune des positions correspond une courbe identique à celle-ci. S'il y a une infinité de telles positions, le régulateur est dit "toutes vitesses" ou "tous régimes".

Supposons que l'organe de contrôle soit bloqué à une position quelconque. Dans ces conditions, la vitesse du moteur fixe, seule, la position de la sortie de mouvement, laquelle, fixant à son tour la position de la crémaillère des pompes, fixe le couple fourni. Le régulateur a donc bien pour effet d'imposer une loi particulière : couple = f(vitesse).

Toute variation du couple demandé au moteur ne produit de réponse que par la variation de vitesse qui s'ensuit, puisque le régulateur est insensible au couple (fig. XVIII.9).

La loi couple = f (vitesse) dans la zone d'action du régulateur est généralement choisie de façon telle que la pente de la courbe soit forte ; ainsi, pour une faible variation de vitesse, on passe du couple maxi au couple nul.

A) Fonctionnement propre du régulateur

Un régulateur (fig. XVIII.7) comprend essentiellement :

Un ressort dont la force tend à ramener la sortie du mouvement dans la position "injection maxi". (Se rappeler qu'il ne faut pas confondre "force" et "raideur" d'un ressort.)

Des masses entraînées dans un mouvement de rotation à vitesse proportionnelle à celle du moteur et dont la force centrifuge tend à ramener la sortie du mouvement (ou brimbale) dans la position "arrêt".

La force résultante varie en fonction :

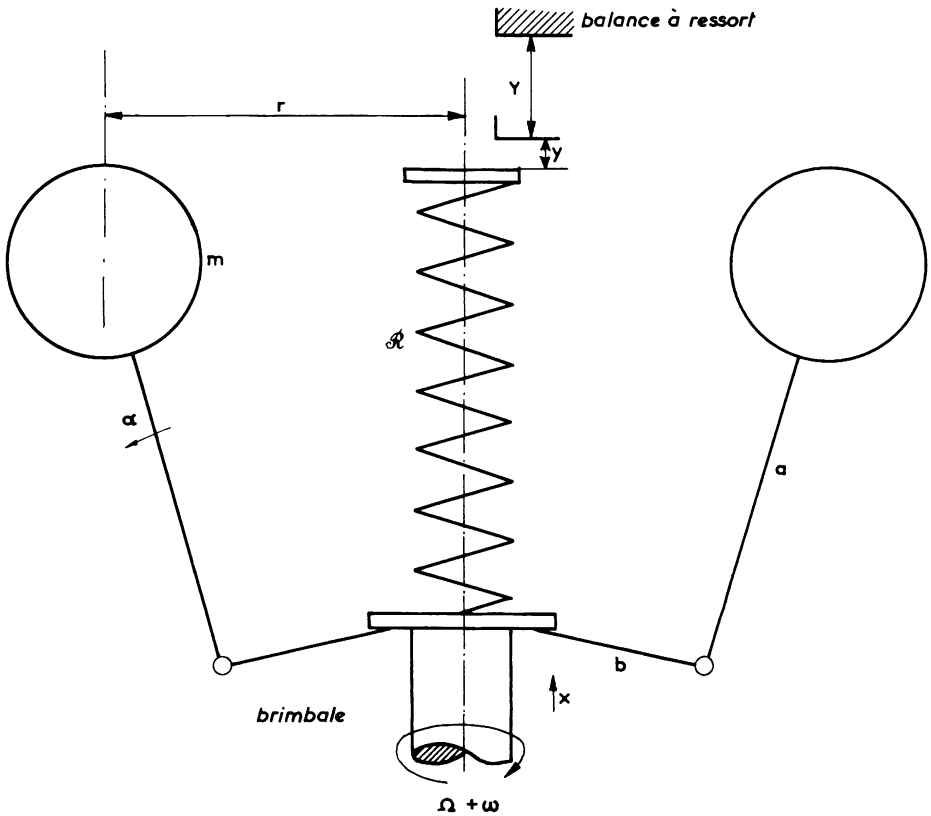


Fig. XVIII. 10. - Equilibre des forces au sein d'un régulateur.

De la position des masses, donc de la vitesse Ω,
De la position de l'organe de contrôle, dit "balance à ressort".

Pour une position donnée de la balance à ressort la force centrifuge des masselottes et la réaction du ressort s'équilibrent à une vitesse Ω.

Soient m la masse d'une masselotte, $\mathscr{R}$ la raideur du ressort et Y la position de la balance de ressort, la position O de celle-ci correspondant au ressort complètement détendu (fig. XVIII.10).

On a :

$$2\ m\ r\ \Omega^2\ a = \mathscr{R}\ .\ Y\ .\ b \qquad (2)$$

a étant le rayon de giration des masselottes
b étant la longueur du bras de levier entre l'axe de pivotement des masselottes et le plateau de la brimbale
r étant la distance entre l'axe de la brimbale et le centre de gravité de la partie active des masses.

Le régulateur, n'étant pas autre chose qu'un tachymètre, est, comme tout appareil de mesure, pourvu d'inertie et son mouvement doit être amorti. L'équation générale de son mouvement est donc de la forme :

$$I\frac{d^2\varphi}{dt^2} + A\frac{d\varphi}{dt} + K\varphi = f(t)$$

I étant le moment d'inertie de l'équipage mobile
A étant la constante d'amortissement
K étant la constante du couple de rappel
φ étant la déviation
f (t) étant la loi de variation du couple d'entraînement ; si ce dernier est constant et égal à $\mathscr{C}$, la déviation finale est égale à $\mathscr{C}/K$.

Si nous considérons le régulateur tel que représenté en figure XVIII.10, cette équation générale se présente sous la forme :

$$\left(2\ m\ a^2\frac{d^2\alpha}{dt^2} + b\ M\frac{d^2x}{dt^2}\right) + \mu\ .\ b\frac{dx}{dt} + \mathscr{R}\ (x + y + Y) = 2\ m\ a\ (\Omega + \omega)^2\ (r + a\alpha) \qquad (3)$$

dans laquelle :

M est la masse de la brimbale et de ce qui lui est lié
x est le déplacement de la brimbale
y est la variation de longueur du ressort
μ est le coefficient d'amortissement (assimilable à une viscosité)
α est l'angle dont les masses ont pivoté du fait du déplacement $x = x/b$.

Dans cette équation différentielle classique d'un système (masse + ressort) le premier terme concerne l'inertie du régulateur, le second son amortissement, le troisième l'action du ressort, le quatrième l'action des forces centrifuges.

Des équations (2) et (3) on tire, en négligeant les termes en ω^2 et en ωx qui peuvent être considérés comme des infiniment petits du deuxième ordre :

$$\left(\frac{2\,m\,a^2}{b} + b\,M\right)\frac{d^2x}{dt^2} + \mu\,b\,\frac{dx}{dt} + \left(b\,\mathscr{R} - \frac{2\,m\,a^2}{b}\,\Omega^2\right)x = 2\,a\,m\,\Omega\,r\,.\,\omega + b\,\mathscr{R}\,y \qquad (4)$$

équation dans laquelle :

Le facteur de ω divisé par celui de x $\left(\dfrac{2\,a\,m\,\Omega\,r}{b\,\mathscr{R} - \dfrac{2\,m\,a^2}{b}\,\Omega^2}\right)$ est la sensibilité du régulateur à une variation de vitesse ;

Le facteur de y divisé par celui de x $\left(\dfrac{b\,\mathscr{R}}{b\,\mathscr{R} - \dfrac{2\,m\,a^2}{b}\,\Omega^2}\right)$ est la sensibilité du régulateur à une variation de position de la balance à ressort.

Suivant la valeur du facteur μb de dx/dt, le régulateur est sous-amorti ou suramorti et les solutions de l'équation différentielle diffèrent, mais l'équation (4) reste analogue dans sa structure à l'équation (1) établie page 147 et caractérisant le fonctionnement du moteur.

Si la cohérence du fonctionnement de l'ensemble (moteur + régulateur) n'est pas satisfaisante, la cause n'en appartient pas forcément au fonctionnement intrinsèque du régulateur ; elle peut résider soit dans le moteur lui-même (influence de son inertie) soit dans la liaison entre le régulateur et la pompe d'injection (influence des frottements, de M, ...).

Si nous confrontons les équations (1) et (4) nous obtenons, compte tenu de ce qu'à une compression Y due à la balance à ressort correspond une position x de la brimbale fonction de $(\Omega+\omega)$, une relation qui, rassemblant toutes les variables en présence, constitue une équation différentielle du second ordre dont l'inconnue est ω et dont les solutions sont de la forme générale :

$$\omega = A_e^{-Kt}$$

La vitesse de rotation d'un moteur dont l'équilibre a été modifié fait donc retour vers l'état d'équilibre suivant une loi exponentielle à oscillations plus ou moins rapidement amorties suivant les valeurs de μ, b et $\mathscr{R}$ d'une part et de l'inertie du moteur d'autre part. En réalité il existe toujours entre la brimbale du régulateur et les pistons de pompe d'injection des frottements parasites qui perturbent le déplacement x théorique. Au total on aboutit à une solution de la forme :

$$\omega = A_e^{-Kt} + B_e^{K't} \sin(\Omega t + \varphi)$$

K et K' étant positifs.

Si les inerties tant du moteur que du régulateur, les frottements, les amortissements et le délai d'inflammation se conjuguent de telle sorte que la correction commandée par le régulateur est en opposition de phase avec la demande, le moteur sera le siège d'oscillations de vitesse pour le moins entretenues et dont les amplitudes pourront même aller en croissant. On dit alors que le moteur pompe et le fonctionnement de l'ensemble sera instable, les fonctionnements du moteur et du régulateur étant intrinsèquement stables.

Pour étouffer les oscillations, on peut, en première étape, modifier la constante d'amortissement de l'ensemble en utilisant un amortisseur hydraulique monté en by-pass sur la brimbale.

B) Caractéristiques de fonctionnement

Pour une position Y donnée de la balance à ressort correspondant à la vitesse N du moteur et à la vitesse Ω du régulateur, la brimbale peut se déplacer, d'une longueur ℓ, entre deux positions extrêmes correspondant à $(N \text{ ou } \Omega)_{MAX}$ et $(N \text{ ou } \Omega)_{MIN}$.

Entre ces deux limites, il existe une position x pour laquelle :

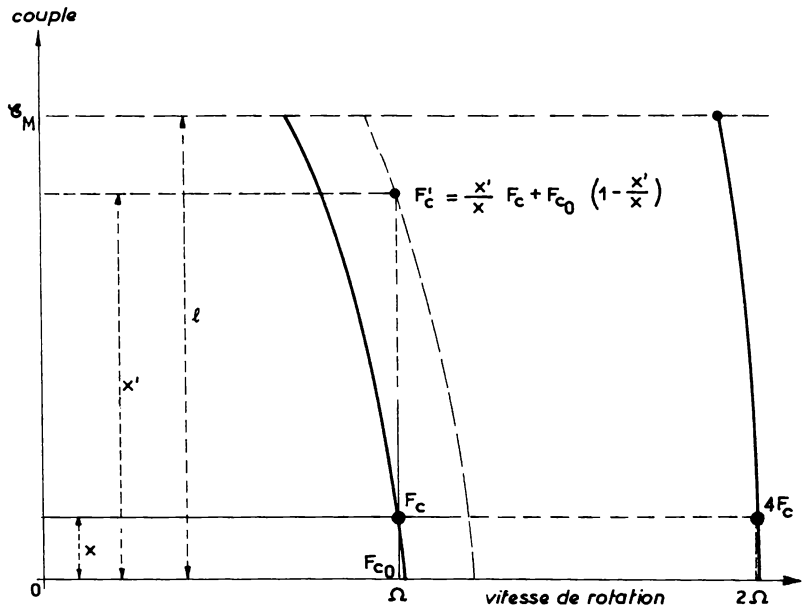


Fig. XVIII. 11. - Variations de la force centrifuge due aux masses.

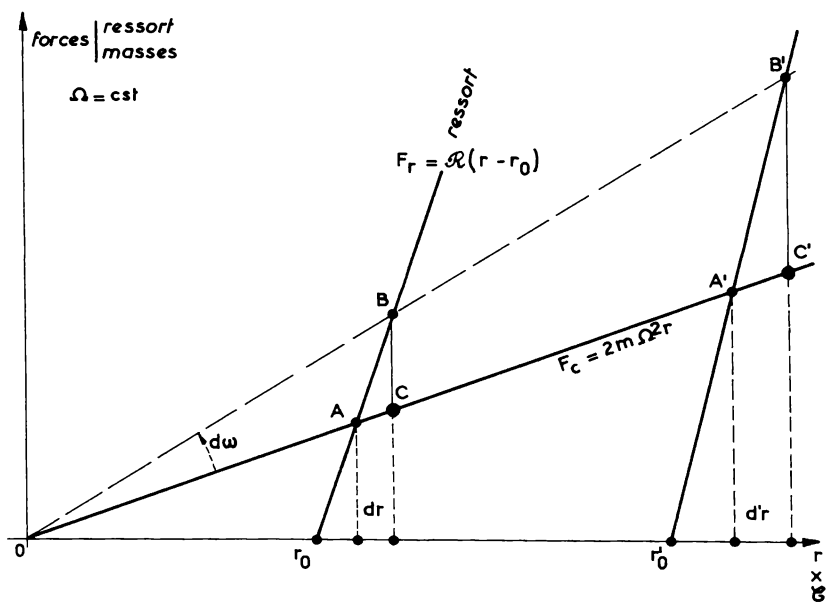


Fig. XVIII. 12. - Stabilité.

- La force développée par le ressort (laquelle tend à amener les pompes à la position "Injection MAX") d'une part
- La force centrifuge exercée par les masselottes (laquelle tend à amener les pompes à la position "Injection MIN") d'autre part

s'équilibrent, compte tenu des forces parasites de frottement.

Pour que la position d'équilibre soit stable, il faut que :

1. Le fonctionnement du régulateur soit intrinsèquement stable ;
2. Les liaisons entre régulateur et moteur soient telles que ladite stabilité fondamentale reste respectée.

I. - Stabilité du régulateur. Compromis avec la sensibilité

Pour que le fonctionnement du régulateur soit intrinsèquement stable il faut que tout déplacement des masselottes provoque une action ayant pour effet de tendre à les ramener à leur position d'équilibre antérieure ; pour cela il faut et il suffit que durant le déplacement perturbateur la variation de la tension du ressort soit supérieure à la variation de force centrifuge due audit déplacement.

Il faut donc conjuguer deux conditions :

a) Condition d'équilibre : effort exercé par le ressort = force centrifuge due aux masses ;
b) Condition de stabilité : raideur du ressort $> 2\ m\ .\ d\ (\omega^2\ r)$.

L'effort exercé par le ressort varie linéairement avec la course de la brimbale.

La force centrifuge due aux masselottes varie (fig. XVIII.11) :

Pour une position donnée x de la brimbale, avec le carré de la vitesse Ω correspondante ;
Pour une vitesse Ω donnée, proportionnellement avec le rayon r, c'est-à-dire, en l'absence de dispositif cinématique particulier, linéairement avec la position de la brimbale.

Si nous choisissons comme variable le rayon (auquel x et $\mathscr{C}$ sont proportionnels) nous voyons que le fonctionnement du régulateur est stable si la pente $\mathscr{R}$ est supérieure à celle de la droite représentant la variation de la force due à la rotation des masselottes (fig. XVIII.12).

La raideur $\mathscr{R}$ du ressort est le seul paramètre disponible pour assurer la stabilité d'un régulateur à un point d'équilibre donné.

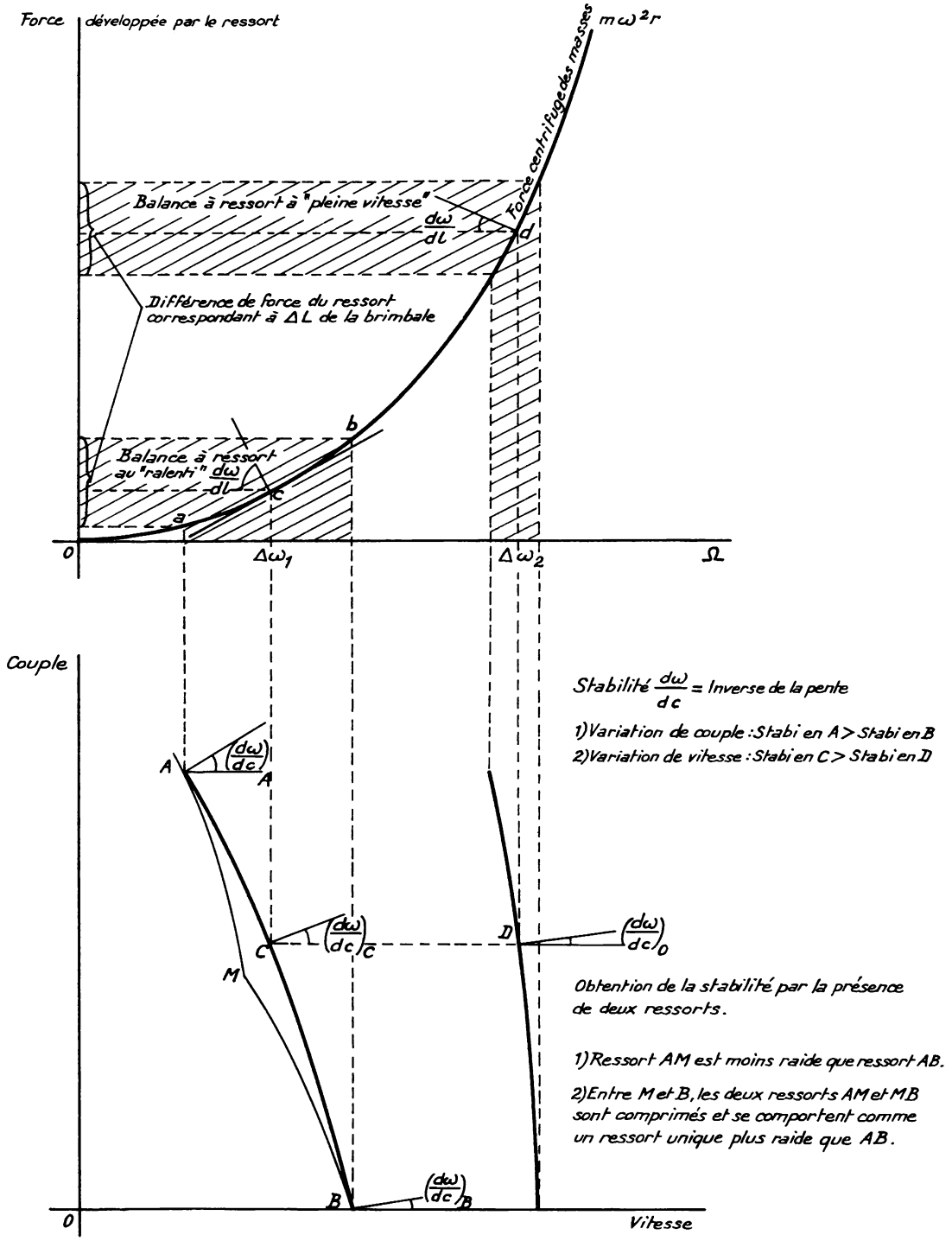


Fig. XVIII. 13. - Ecart de vitesses et stabilité.

La stabilité peut être caractérisée par l'un quelconque des rapports $d\omega/dr$, $d\omega/dx$ ou $d\omega/d\mathscr{C}$.

Notons sans plus attendre que la possibilité de stabilité est conditionnée par la réalité d'un écart entre la vitesse N_{MAX} correspondant au couple nul et la vitesse N_{MIN} correspondant au couple moteur nominal.

On constate sur la figure XVIII.12 que tout déplacement de r_o obtenu en agissant sur la tension initiale du ressort (déplacement de la brimbale par exemple) entraîne une variation homothétique de r et modifie la valeur de la stabilité puisque pour un $d\omega$ donné dr croît avec r, c'est-à-dire que $d\omega/dr = A/r$. Il s'ensuit que les caractéristiques Couple-vitesse ne sont pas des droites. Par ailleurs la force centrifuge croissant comme le carré de la vitesse il s'ensuit que l'écart entre les vitesses Ω_{MAX} et Ω_{MIN} correspondant aux positions extrêmes de la brimbale est d'autant plus important que la vitesse de régime est plus basse.

Il résulte de tout ce qui précède que (fig. XVIII.13) :

- Pour une vitesse Ω donnée la stabilité est plus grande à pleine charge qu'à vide :

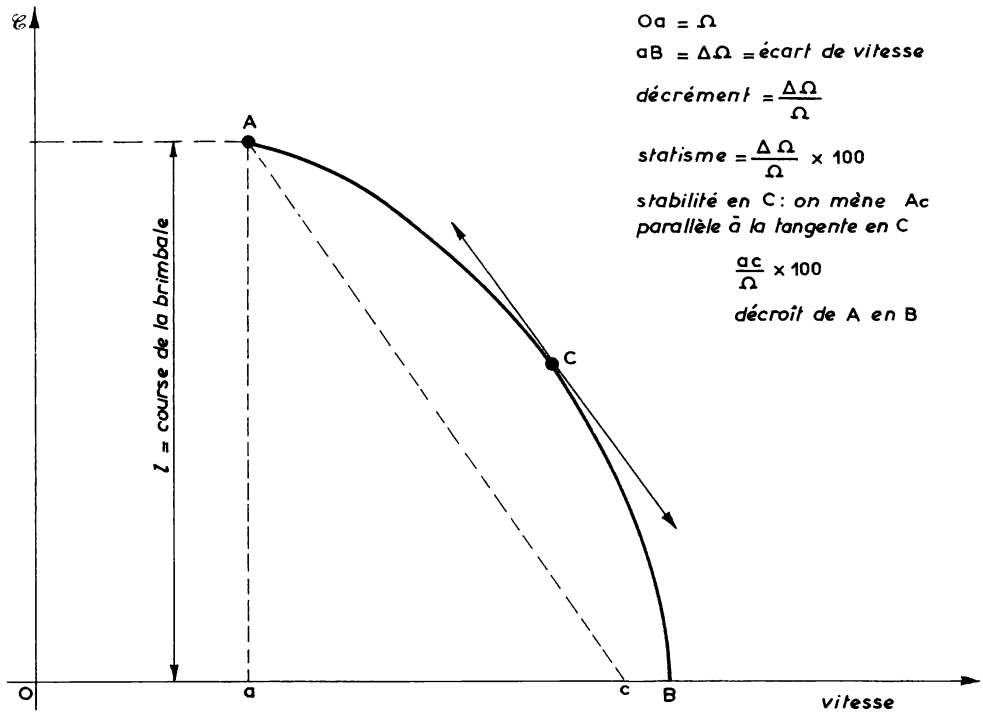
$$\left(\frac{d\omega}{d\mathscr{C}}\right)_A > \left(\frac{d\omega}{d\mathscr{C}}\right)_B$$

- Pour un couple donné, la stabilité est plus grande à faible vitesse qu'à grande vitesse :

$$\left(\frac{d\omega}{d\mathscr{C}}\right)_C > \left(\frac{d\omega}{d\mathscr{C}}\right)_D$$

Tel ressort dont la raideur est telle que la stabilité est juste suffisante à plein couple provoquera un fonctionnement instable à vide, la situation étant d'autant plus critique, à raideur égale, que l'écart de vitesse global ($\Omega_{MAX} - \Omega_{MIN}$) ou statisme est plus faible.

Considérons un moteur fonctionnant à vitesse constante avec un statisme donné, comme c'est le cas pour un groupe électrogène. La force que le ressort doit développer à pleine charge est imposée par la vitesse de rotation du régulateur ; l'écart de vitesse étant fixé l'effort que le ressort doit développer lors de la marche à vide est fixé ;



	VALEURS HABITUELLES AVEC UN REGULATEUR PUREMENT MECANIQUE			
	MOTEUR DE GROUPE ELECTROGENE		MOTEUR DE TRANSPORT	
	minimum	*usuel*	*à la vitesse Ω de régime*	*au ralenti: Ω/4*
statisme	*2%*	*3 à 5 %*	*5 à 7 %*	*sans signification*
stabilité en B	*1,5° o*	*2 à 3 %*	*3 à 4 %*	*20 à 30%*

Fig. XVIII. 14. - Statisme et stabilité.

la course de la brimbale est fixé par le type de pompe d'injection et le rapport de démultiplication de la liaison (régulateur - pompe). La raideur du ressort est donc déterminée.

Si, l'écart de vitesse étant très faible, la stabilité est insuffisante à vide ou, en d'autres termes, si la pente de la caractéristique est trop grande en B (fig. XVIII.13), il faudra utiliser deux ressorts dont le second, monté sans tension préalable, n'entre en jeu qu'en un point intermédiaire du déplacement de la brimbale. Ainsi on obtient la pérennité d'un fonctionnement stable avec un faible écart de vitesse.

On pourrait également utiliser un ressort à flexibilité variable ou une liaison cinématique entre masses (ou ressort) et brimbale provoquant l'équivalent d'une variation progressive de flexibilité.

Considérons maintenant un moteur fonctionnant à vitesse variable. Un ressort "stable" à la vitesse nominale pourra s'avérer trop raide au ralenti et une variation $d\omega$ produira une variation dF_c insuffisante pour obtenir une variation appréciable de la longueur du ressort et l'on risque de ne pouvoir amener les pompes à la position "Injection MAX" même si la vitesse du moteur tombe à 0.

La zone d'action d'un régulateur "Tous Régimes" devant se situer à l'une quelconque des vitesses comprises dans la gamme d'action d'un moteur et les conditions de fonctionnement stable devant être satisfaites à toutes les charges, la réalisation comporte en général au moins deux ressorts agissant successivement. Par ailleurs il est nécessaire de régler l'écart de vitesse entre pleine charge et à vide - c'est-à-dire le statisme - en fonction de l'utilisation du moteur. Si un moteur donné peut très bien, en utilisation traction connaître des variations de vitesse de l'ordre de 5 % et même plus, par contre le même moteur lorsqu'il entraîne un alternateur doit être capable d'encaisser des variations importantes et brutales de charge sans que sa vitesse de rotation soit sérieusement affectée.

Il faut donc ajuster le statisme (fig. XVIII.14), ce que l'on fait :

- Soit en changeant les ressorts du régulateur ;
- Soit en asservissant la balance à ressort à la position de la brimbale au moyen d'un organe dont on peut régler l'amplitude de l'action (système de leviers à point d'appui réglable par exemple).

Lorsque le statisme est nul, la caractéristique Couple = f(vitesse) est rigoureusement parallèle à l'axe des ordonnées et le régulateur est dit "isochrone". Un régulateur ne pouvant être, de par sa conception

même, naturellement isochrone (puisque $\Delta\Omega = 0$, quelle que soit l'amplitude de la variation du couple, est la négation même de la possibilité de régulation), il faut lorsque l'isochronisme est un impératif (cas d'un groupe électrogène à courant alternatif débitant sur un réseau général) mettre en œuvre des dispositifs compensant l'obligation fondamentale d'un fonctionnement avec écart de vitesse, en temporisant la vitesse d'action du système asservissant la balance à ressort à la brimbale. Rappelons que le volant a pour rôle de corriger les variations de vitesse cycliques, le régulateur ne corrigeant que les variations de vitesse entraînées par les variations de la charge.

Si la stabilité est la vertu cardinale d'un régulateur, celui-ci doit également faire preuve de sensibilité et de fidélité, qualités qui vont de pair et qui peuvent être définies comme l'aptitude du régulateur à ramener la vitesse du moteur toujours à la même valeur N pour une position donnée de la balance à ressort et une valeur donnée du couple. La sensibilité décroît avec N puisque la force disponible au sein du régulateur décroît avec N ; elle peut être exprimée par le rapport $d\ell/d\omega$; elle varie donc en sens inverse de la stabilité.

Les seuls moyens par lesquels on puisse agir pour augmenter la sensibilité sont d'augmenter les masses m et le rayon r de celles-ci ; mais, ce faisant, on augmente l'inertie des masses tournantes du régulateur dont on obère la rapidité d'action de la régulation.

La mise au point d'un régulateur examiné en soi-même consiste donc à trouver un compromis acceptable entre la stabilité et la sensibilité pour une variation $d\omega$ donnée.

II. - Stabilité de l'ensemble (moteur + régulateur)

Jusqu'à maintenant, la stabilité a été examinée en partant d'un équilibre supposé établi au sein du régulateur et dans des conditions extérieures permettant l'obtention de cet équilibre, c'est-à-dire au total en condition statique.

Cette stabilité doit être respectée en condition dynamique c'est-à-dire en tenant compte de la présence de forces extérieures et d'inerties, parmi lesquelles il faut noter :

- L'inertie du régulateur et des tringleries (cette dernière peut être 10 à 20 fois supérieure à l'inertie de la partie utile des masses) ;
- Les inerties du moteur, de son volant, de la machine entraînée ;
- Les gradients de $\mathscr{C}$ et Ω en fonction du temps.

a) Considérons, par exemple, un moteur à plein couple, pleine

vitesse. Si la charge est brutalement coupée (disjonction, débrayage ...) sans que rien n'ait modifié la position de la balance à ressort et si, l'inertie du volant étant faible, celle du régulateur est grande, on conçoit que le moteur s'emballera et pourra atteindre une vitesse dangereuse avant que le régulateur n'ait réduit l'injection. On peut même noter que la survitesse sera d'autant plus importante - donc la stabilité de l'ensemble considérée comme d'autant plus mauvaise - que le régulateur sera intrinsèquement plus stable. Il est d'usage de prévoir, en plus du régulateur et indépendamment de celui-ci, un dispositif de survitesse qui coupe brutalement l'arrivée du combustible, aussi près que possible de l'injecteur.

b) Considérons au contraire le cas d'un moteur à grande inertie qu'on désire ramener rapidement au ralenti ; dès que la balance à ressort est placée en position "ralenti", la tension du ressort s'est annulée et la brimbale, mise en position "Injection coupée", y est restée durant toute la décélération du moteur. Du fait de la grande inertie, cette décélération a duré assez longtemps et les cylindres se sont refroidis ; en conséquence, lorsque le régulateur rétablit l'injection au voisinage de la vitesse du ralenti, la combustion risque, au début, d'être mauvaise et le moteur continuera à décélérer ; mais le régulateur met alors la pleine injection et, la température aidant, le moteur réaccélérant assez vivement dépasse la vitesse du ralenti. Il se produit un pompage de l'ensemble, pompage d'autant plus intense que le moteur est plus froid.

Des deux exemples ci-dessus, on conclut qu'un moteur donné fournissant un service d'un type donné doit être équipé avec un volant et un régulateur dont les inerties respectives doivent être accordées afin que le temps de réponse du régulateur, inférieur au temps de réponse du moteur, permette d'obtenir une stabilité dynamique suffisante.

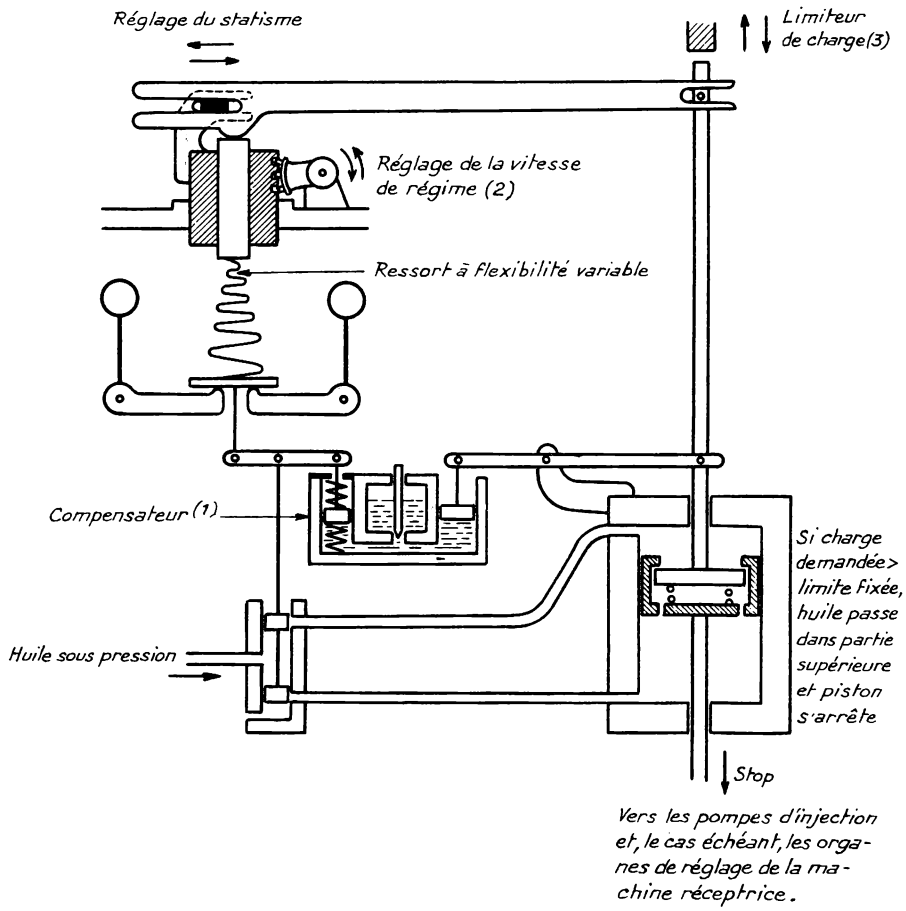
On détermine :

1) Que si :

S est la stabilité intrinsèque du régulateur
m est la masse active des masselottes
M est la masse de tout le système mobile (régulateur + tringlerie + pompe)

le temps t_1 nécessaire pour ramener à l'équilibre un régulateur dont les masselottes ont été écartées de dr est :

$$t_1 = \frac{1}{\Omega} \sqrt{\frac{dr}{r} \cdot \frac{M}{m} \cdot \frac{1}{S}}$$



1) Supprime l'écart de vitesse pendant que le moteur, après modification du couple résistant, revient vers sa vitesse initiale : dash-pot comprenant 2 pistons opposés reliés hydrauliquement avec pointeau réglant la rapidité de compensation.
2) Peut être, par exemple, asservie à la pression de refoulement de la pompe entraînée par le Diesel (cas des pipe-lines).
3) Peut être, par exemple, asservi à la pression d'air de suralimentation (cas de défaillance de turbo-soufflante).

Fig. XVIII. 15. - Schéma de principe d'un régulateur hydraulique isochrone à réglage statique.

2) Que si :

I est le moment d'inertie de l'ensemble (moteur + volant + récepteur)

α le rapport Ω régulateur/ N moteur

le temps t_2 nécessaire pour ramener à l'équilibre un moteur développant le couple $\mathscr{C}$ et ayant subi un déséquilibre ayant rapproché de dr les masselottes du régulateur est :

$$t_2 = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{S \Omega I}{\mathscr{C}}$$

La stabilité dynamique Σ peut être définie comme égale à t_2/t_1 c'est-à-dire :

$$\Sigma = \frac{\alpha N^2 I}{\mathscr{C}} \sqrt{S^3 \cdot \frac{r}{dr} \cdot \frac{m}{M}}$$

Même sans avoir procédé à cette détermination on conçoit que, pour augmenter la stabilité dynamique de l'ensemble, il faille :

Soit augmenter le moment d'inertie de l'ensemble (moteur + volant + machine réceptrice) ;

Soit augmenter la vitesse de rotation du régulateur (à vitesse de moteur égale), pour augmenter la variation de la force centrifuge qui fait déplacer les masses pour une variation donnée de la vitesse du moteur.

Mais il faut alors augmenter aussi la force antagoniste du ressort, ce qu'il n'est pas toujours possible de réaliser dans l'encombrement dont on dispose et qui offre l'inconvénient d'augmenter la masse du système mobile (régulateur + tringlerie) ;

Soit diminuer la masse du système mobile en conservant la valeur de la masse active des masses. Ceci revient à remplacer l'attaque directe des pompes par un servo-moteur ; on est ainsi pratiquement conduit au régulateur hydraulique (fig. XVIII.15, 16 et 17), lequel s'impose dès que la tringlerie devient un peu lourde.

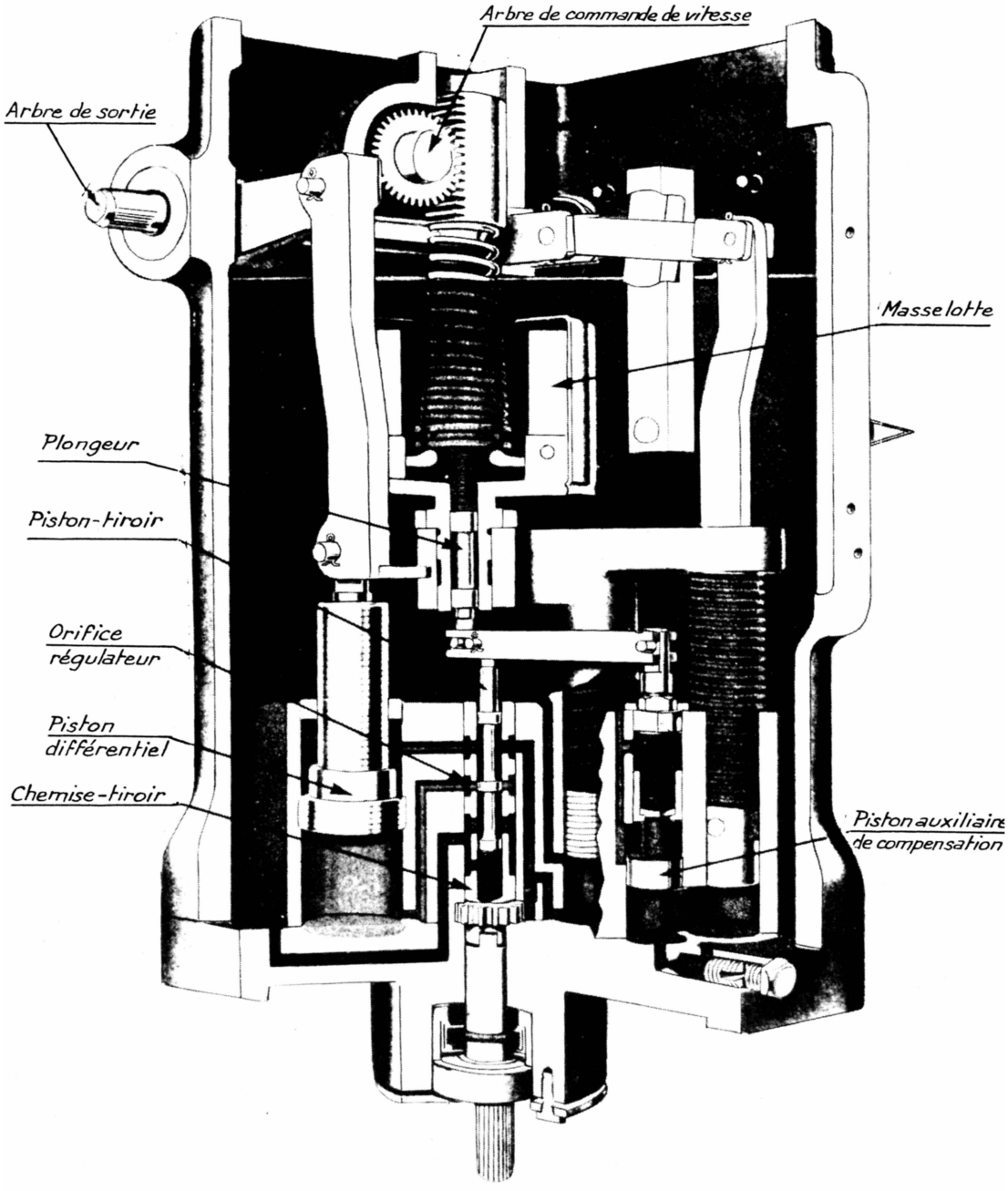
Du fait de la dissociation, mécaniquement parlant, des diverses fonctions : détection, transmission, réglage, le régulateur hydraulique permet d'obtenir à la fois :

Une plus grande précision de fonctionnement (peu de frottements parasites),

Un réglage du statisme pouvant aller jusqu'à l'isochronisme,

Une bonne stabilité de fonctionnement,

Une plus grande force disponible sur la tringlerie des pompes (grâce au servo-moteur - pompe à huile entraînée par l'arbre d'attaque du régulateur).



Dans la partie représentée :

1) Le moteur tourne à une vitesse normale avec une charge constante.
2) Les masselottes, le plongeur d'entraînement, le piston-tiroir et le piston de compensation du dash-pot auxiliaire sont dans une position normale; le cordon milieu du piston-tiroir obture l'orifice régulateur d'alimentation de la chambre inférieure du servo-moteur.
3) L'huile sous le piston différentiel est bloquée, celui-ci et l'arbre de sortie du régulateur sont donc fixes.

Fig. XVIII. 16. - Régulateur hydraulique.

Pour assurer l'isochronisme sans obérer la stabilité, il faut conserver la création d'un écart pour tout changement d'équilibre et par la suite, tandis que le moteur revient vers sa position d'équilibre nouvelle, supprimer cet écart. On utilise pour cela un dash pot-compensateur (fig. XVIII. 15).

ADAPTATION ET MISE AU POINT D'UN REGULATEUR

Adaptation (XVIII. 18)

1. Longueur de la tringlerie entre régulateur et pompe

Soit Oa la course disponible de la brimbale et bc une course de tringle donnée. L'écart de vitesse correspondant est b'c'.

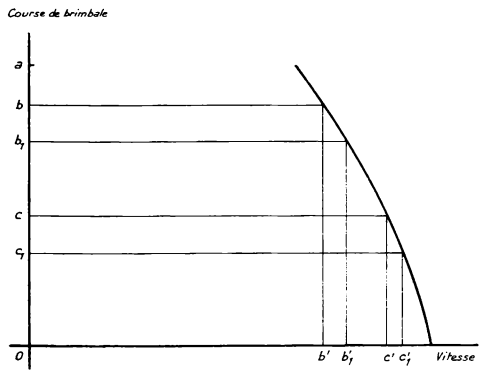


Fig. XVIII. 18. - Ajustement de la tringlerie entre régulateur et pompe d'injection.

a) Allongeons la tringlerie de liaison régulateur-pompe ; pour que la pompe, donc le moteur, fonctionnent au même régime que précédemment, il faudra que le régulateur agisse avec des masses, plus écartées, soit sur $b_1 c_1$, et la vitesse aura légèrement augmenté, tandis que l'écart de vitesse $b'_1 c'_1$ sera inférieur à b' c' puisque nous nous trouverons sur une autre portion de la caractéristique C = f (N).

Pour retrouver la vitesse initiale, il faudra donc détendre légèrement le ressort ; mais l'on se retrouvera à cette vitesse initiale avec l'écart $b'_1 c'_1$. La différence ($b' c' - b'_1 c'_1$) dépend de la forme de la caractéristique du régulateur (variation du rayon des masses par rapport au rayon moyen, rapport b c/Oa, nombre de ressorts,...).

b) Modifions le rapport de la transmission entre régulateur et pompe; si, par exemple, nous démultiplions, la valeur b c rapportée au régulateur va croître et l'écart de vitesse et la stabilité vont croître.

2. Présence d'un ressort antagoniste sur la tringlerie

La pompe d'injection est parfois équipée avec un ressort dont l'objet est de rattraper les jeux de la tringlerie et qui agit, de préférence, dans le sens "coupure" (ce ressort ajoute sa raideur propre à celle du (ou des) ressort du régulateur, quel que soit son sens d'action). Par action sur la tension initiale de ce ressort, on peut évidemment procéder à un certain ajustement de la vitesse.

On peut, également, diminuer et même supprimer le pompage à vide sans augmenter beaucoup l'écart de vitesse total, en installant un ressort supplémentaire n'agissant que sur une fraction de la course.

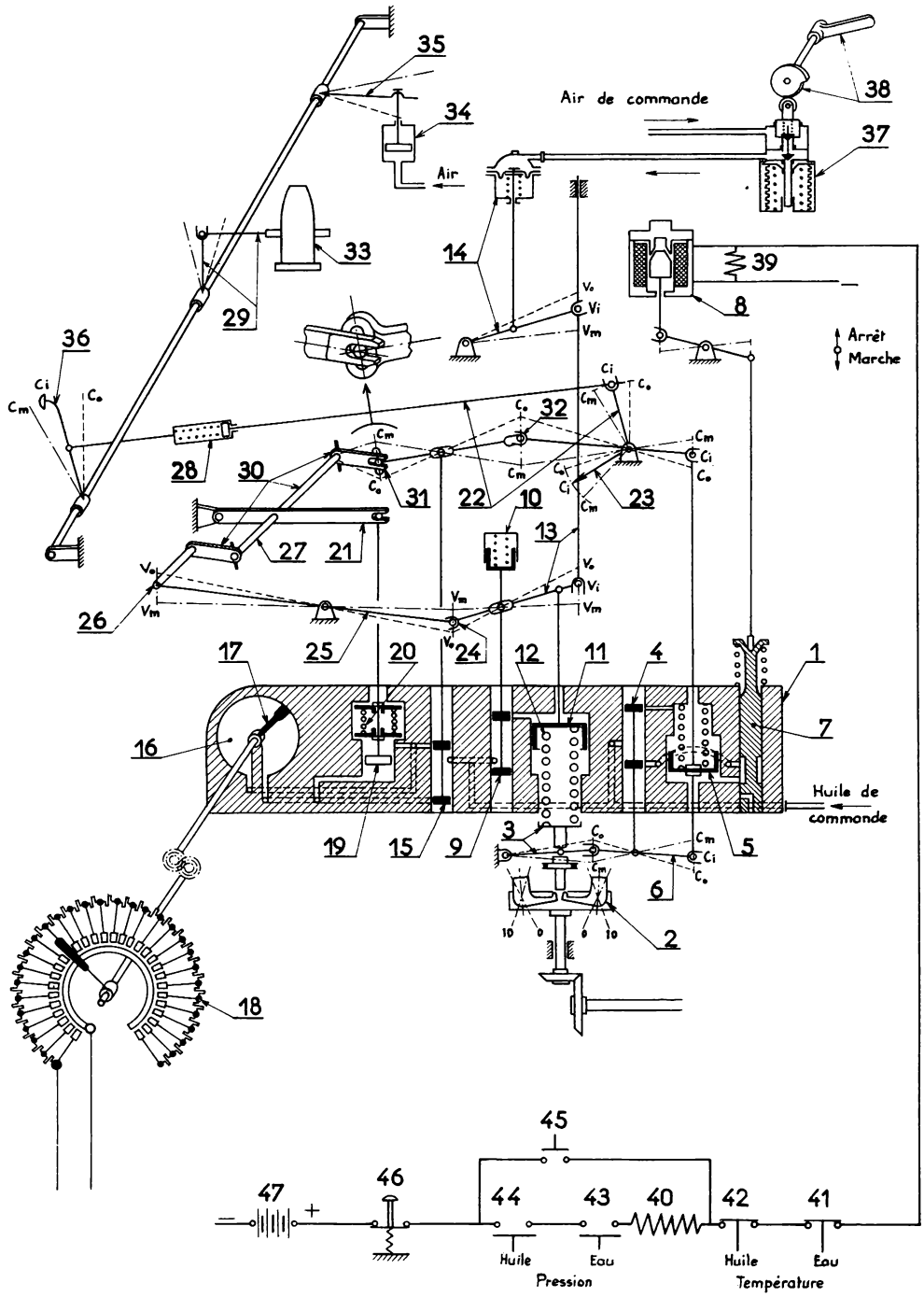


Fig. XVIII. 17. - Schéma de régulation hydraulique d'un groupe électrogène avec action sur l'excitation de la génératrice.

LÉGENDE

1	Corps du régulateur
2	Régulateur centrifuge
3	Assiette de ressort et levier de réglage du combustible
4	Tiroir du servo-moteur de réglage du combustible (couple)
5	Piston du servo-moteur de réglage du combustible (couple)
6	Levier du servo-moteur de réglage du combustible (couple)
7	Tiroir d'arrêt du moteur diesel
8	Electro-aimant d'arrêt du moteur diesel
9	Tiroir du servo-moteur de réglage des vitesses
10	Ressort de rappel du tiroir 9
11	Piston du servo-moteur de réglage des vitesses
12	Ressort du servo-moteur de réglage des vitesses
13	Tringlerie de réglage des vitesses
14	Cylindre pneumatique de commande avec levier
15	Tiroir du servo-moteur de commande du rhéostat de champ
16	Servo-moteur de commande du rhéostat de champ
17	Piston rotatif du servo-moteur de commande du rhéostat de champ
18	Rhéostat de champ
19	Piston de rappel
20	Ressort de rappel
21	Levier du dispositif d'amortissement
22	Tringlerie de réglage du combustible (couple)
23	Aiguille du régulateur
24	Articulation de la tringlerie de réglage des vitesses
25	Levier de jonction } entre réglage des
26	Articulation } vitesses et des couples
27	Axe asservi au dispositif d'amortissement
28	Accouplement élastique avec levier
29	Tringlerie de commande des pompes à combustible
30	Tringlerie de jonction des leviers de commande des vitesses et des couples
31	Point d'articulation des leviers de réglage des vitesses et des couples
32	Articulation de la tringlerie de réglage des couples
33	Pompe à combustible
34	Protecteur à manque de pression d'air de suralimentation
35	Levier asservi au protecteur de suralimentation
36	Levier d'arrêt à main du moteur diesel
37	Robinet détendeur d'air
38	Manette et came de commande du détendeur d'air
39	Résistance de décharge
40	Résistance additionnelle
41	Contact à température maximum d'eau
42	Contact à température maximum d'huile
43	Contact de pression d'eau
44	Contact de pression d'huile
45	Court-circuit au lancement des contacts de pression d'eau et d'huile
46	Bouton-poussoir d'arrêt à distance du moteur diesel
47	Batterie d'accus

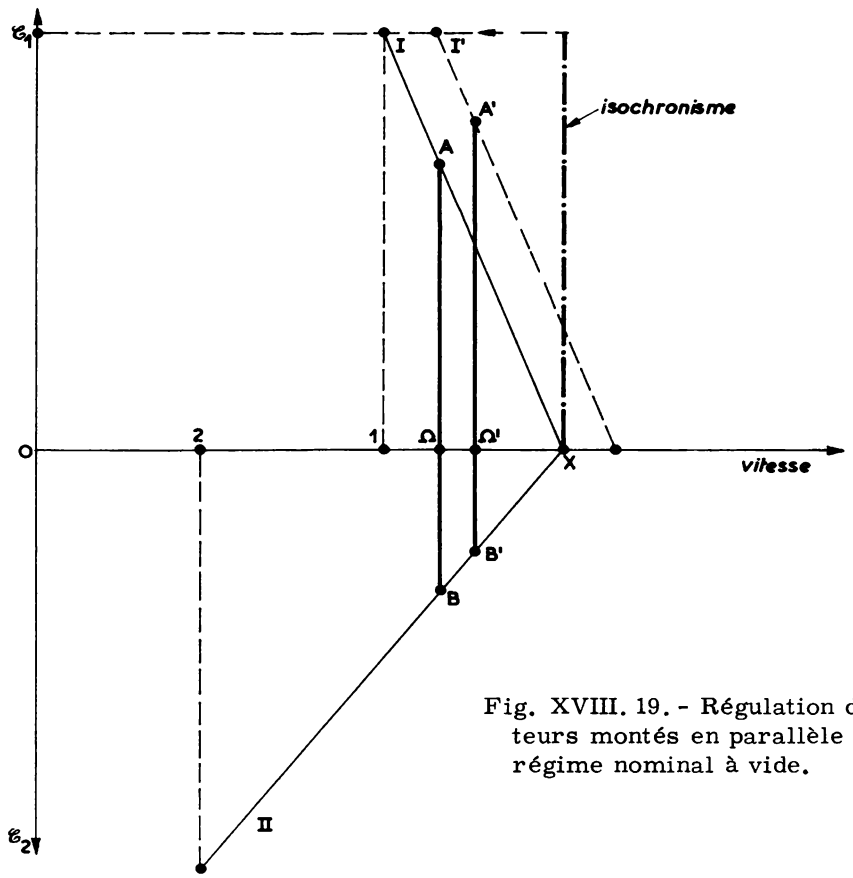


Fig. XVIII. 19. - Régulation de deux moteurs montés en parallèle ayant même régime nominal à vide.

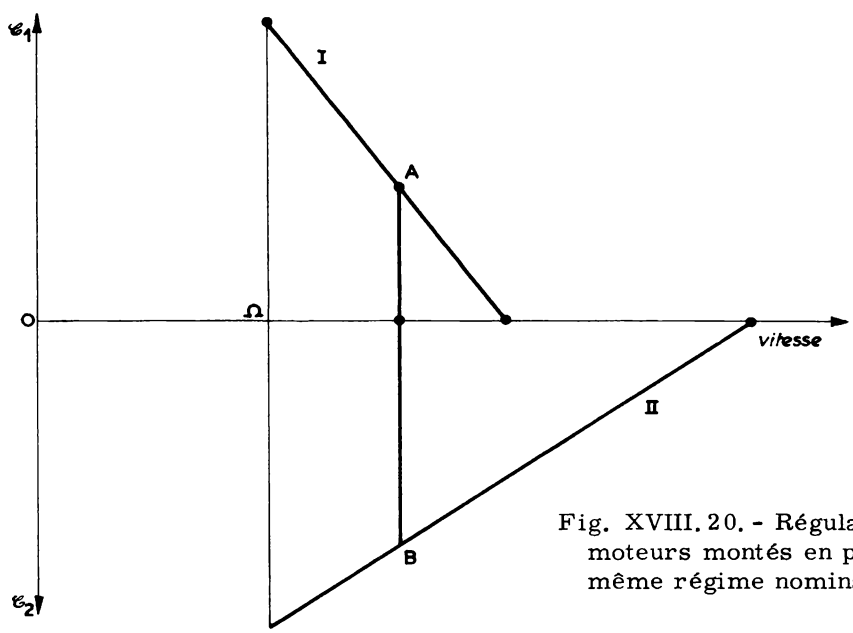


Fig. XVIII. 20. - Régulation de deux moteurs montés en parallèle ayant même régime nominal en charge.

Mise au point du fonctionnement

1. Le régulateur pompe

a) Monter un ressort (ou des ressorts) plus raide ; ajouter un ressort antagoniste.

b) Diminuer le rapport $\frac{\text{course des masses}}{\text{course de tringle de pompe}}$.

c) Raccourcir la tringlerie pour faire travailler les masses plus fermées.

Si l'on ne peut augmenter l'écart de vitesse :

d) Employer plusieurs ressorts ou monter un ressort antagoniste n'agissant que sur une partie de la course après avoir monté un ressort principal plus souple.

e) Réduire les jeux ou frottements :

- Si le frottement est uniforme, l'ennui est en général bénin (sauf, évidemment, s'il est important, auquel cas, faute de pouvoir le diminuer, il faut utiliser un servo-moteur), car il n'en résulte qu'une certaine imprécision.
- Présence d'un point dur : à éliminer systématiquement.

2. L'écart de vitesse est trop grand pour l'utilisation en cause

a) Monter un ressort (ou des ressorts) plus souple.

b) Augmenter le rapport $\frac{\text{course des masses}}{\text{course de tringle}}$ (mais ceci augmente l'influence des frottements de la tringlerie et de la pompe et ne peut donc s'employer que si le régulateur est assez puissant).

c) Allonger la tringlerie pour faire travailler les masses plus ouvertes.

Après toute modification du réglage d'un régulateur, s'assurer que le régulateur est toujours capable de couper, puis qu'il est toujours capable de donner la pleine injection.

LA REGULATION DE MOTEURS MONTES EN PARALLELE

Supposons 2 moteurs M_1 et M_2 fonctionnant en parallèle sur une machine réceptrice (ou sur deux machines interdépendantes l'une de l'autre) et pourvus chacun d'un régulateur "Tous Régimes". Les deux moteurs tournant à la même vitesse, leur couple total doit être égal au couple résistant : le problème revient à mener une droite AB de longueur donnée dont l'abscisse définit la vitesse Ω de rotation (fig. XVIII. 19).

Si nous déplaçons la balance à ressort de M_1, la caractéristique I se déplace en I', AB en A'B', Ω en Ω' très voisin de Ω mais le pourcentage de charge prise par M_1 aura sérieusement changé.

Donc lorsque deux moteurs fonctionnent en parallèle on répartit la charge entre eux en agissant sur leur régulateur.

Supposons qu'à l'instant initial deux moteurs identiques soient en X au régime nominal à vide et que l'écart de vitesse du régulateur de M_2 soit p fois plus grand que celui de M_1. Assimilons à des droites les caractéristiques de M_1 et M_2 (fig. XVIII.19).

Appliquons une charge : la vitesse décroît et la charge se répartit en proportion inverse du statisme tant que la charge ne dépasse pas $(1 + 1/p)$ fois le couple unitaire $\mathcal{C}$. Si le moteur M_1 est considéré comme trop chargé par rapport à M_2 il faut :

- Soit diminuer sa vitesse de réglage,
- Soit augmenter son statisme.

Lorsque la charge dépasse $\mathcal{C}$, M_1 est à plein couple et M_2 assume seul la régulation.

Si le régulateur de M_1 est isochrone, p est infini : M_1 prend toute la charge et régule à vitesse constante (la caractéristique I est une verticale) pour toute charge comprise entre O et $\mathcal{C}$. Au-delà M_1 reste à plein couple et M_2 régule de O à $\mathcal{C}$ avec chute de vitesse du groupe.

Si les deux régulateurs sont isochrones le fonctionnement n'est possible que pour les charges comprises entre O et $\mathcal{C}$ avec un seul moteur en service et avec les deux moteurs pour la charge $2\mathcal{C}$. Le fonctionnement pour les charges comprises entre $\mathcal{C}$ et $2\mathcal{C}$ ne serait possible que si :

- Les deux régulateurs étaient rigoureusement synchrones
- Les inerties et les frottements internes des deux moteurs étaient rigoureusement égaux

ce qui est pratiquement impossible, et d'ailleurs même en supposant cela possible la régulation serait complètement indéterminée.

Supposons maintenant que les deux mêmes moteurs soient à l'instant initial au régime nominal en charge $2\mathcal{C}$ et que la charge totale décroisse (fig. XVIII.20). Les deux moteurs vont tourner tous deux à une vitesse supérieure à la vitesse initiale et se répartiront la charge $\mathcal{C}_T$ conformément à :

$$\frac{\mathscr{C} - \mathscr{C}_1}{\mathscr{C} - \mathscr{C}_2} = p$$

avec :

$$\mathscr{C}_1 + \mathscr{C}_2 = \mathscr{C}_T$$

tant que la charge totale sera supérieure à $\mathscr{C}$ (1 - 1/p). Au-delà pour des charges comprises entre $\mathscr{C}$ (1 - 1/p) et O le moteur M_1 tournera à vide (en réalité il sera entraîné par l'autre) et le moteur M_2 assumera seul la régulation.

En réalité des cas aussi nets ne se rencontrent jamais en service mais les constructions telles que figures XVIII.19 et 20 permettent de raisonner tous les cas, et ce quel que soit le nombre de moteurs.

Si la liaison entre moteur et machine réceptrice s'effectue au moyen de coupleurs hydrauliques ou électriques la variation du glissement de chaque coupleur entre plein couple et couple nul doit s'ajouter au statisme.

Enfin si les régulateurs utilisés ont une grande inertie des mouvements d'oscillations périodiques importants peuvent prendre naissance si les pompages de chaque groupe entrent en résonance.

LES REGULATEURS ELECTRIQUES DE FREQUENCE

La sensibilité et le temps de réponse de régulateurs à masselottes même équipés avec des servo-moteurs puissants ne sont pas suffisants lorsqu'il s'agit d'assurer la régulation de groupes électrogènes devant fournir une fréquence constante à 0,25 % près comme le requièrent les équipements radar.

On utilise alors des régulateurs électroniques composés :

- D'une unité de contrôle qui détecte et amplifie trois variables :
  La différence entre la fréquence fournie et la fréquence de référence ;
  Un signal donnant la position de la pompe d'injection ;
  Un signal proportionnel à la charge du moteur branché en parallèle ;
- D'un servo-moteur électrohydraulique qui, recevant des impulsions de l'unité de contrôle, les convertit en déplacement de la commande des pompes d'injection, tel que la vitesse du moteur reste constante.

Cet ensemble totalement dépourvu d'inertie :

Corrige en 0, 01 seconde une variation de fréquence de 0, 1 hertz;
Rétablit la fréquence à 1 % près et en moins de 1 seconde en cas de décharge totale brutale ;
Répartit à 5 % près la charge entre les divers moteurs montés en parallèle.

BIBLIOGRAPHIE

FULLER. Régulation de moteurs Diesel. Diesel Engineers and Users Association, juillet 1958. S 260.

WELBOURN, ROBERTS et FULLER. La régulation des moteurs à allumage par compression. I.M.E., 31 août 1959. 36/58.

DUBUSC. L'amortissement des appareils de mesure et des instruments. Bulletin de la Société française des mécaniciens. Année 1959, n° 29.

DAMON. Le régulateur électrique de fréquence. Westinghouse Engineer, mars 1960.

SCHMITT. Stabilité de marche des moteurs Diesel. Journal de la S.I.A. Décembre 1960.

COUDRE. Régulateurs hydrauliques de vitesse angulaire des moteurs à combustion interne. Journal de la S.I.A. Janvier 1962.

CINQUIEME PARTIE

Chapitre XIX

LES MACHINES DIESEL A PISTONS LIBRES

I. INTRODUCTION

Lors de l'étude du processus thermodynamique du cycle Diesel (chapitre III) nous avons souligné tant l'intérêt qui s'attachait à ce que, pour améliorer le rendement thermodynamique, la quantité de combustible brûlée à volume constant soit aussi élevée que possible que, en revanche, les difficultés d'essences mécanique et thermique qui imposaient que ce pourcentage ne dépasse pas 30 % (fig. III.9).

Le refroidissement des pistons recule très sérieusement le seuil critique des contraintes d'origine thermique ; mais les contraintes d'origine mécanique subsistent tout au long de l'embiellage et du vilebrequin, ce dernier étant, par surcroît, l'objet de vibrations dont celles de flexion, encore mal explorées, s'avèrent croître dangereusement avec les pressions de combustion.

L'idée de s'affranchir du système bielle-manivelle - lequel est une hérésie mécanique qui, ayant réussi, est devenu pour certains une religion - ne date pas d'hier. Dès 1705, Denis Papin inventait un ensemble constitué par une pompe à vapeur à simple effet dépourvue de bielle qui élevait une masse d'eau actionnant ensuite une turbine. En 1857, Barsanti et Matteucci brevetaient un moteur à gaz à axe vertical également dépourvu de bielle et dont le mouvement du piston était libre durant la course correspondant à la combustion. Vers 1920, de Pescara, cherchant un compresseur d'air léger pour propulser par réaction les pales d'un hélicoptère, inventa et réalisa un moto-compresseur à pistons libres.

En réalité la suppression du système bielle-manivelle - si séduisante soit-elle - ne débarrasse pas, ipso facto, de toute sujétion mécanique. En plus de son rôle de transmission d'effort, l'embiellage assure, en effet, un rôle de coordination fonctionnelle dans lequel il s'avère sûr et précis. Une telle machine dépourvue de bielles doit être également affranchie d'autres organes devant opérer en phase avec le cycle (arbre à cames entre autres). Ceci se peut concevoir puisqu'une telle machine ne peut fonctionner que suivant le cycle à 2 temps : le

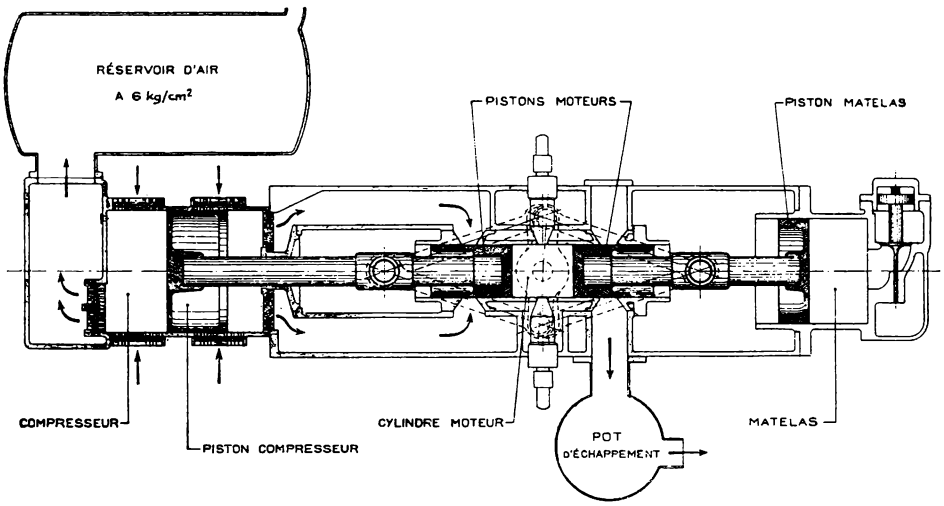


Fig. XIX. 1. - Autocompresseur à pistons libres (document SIGMA).

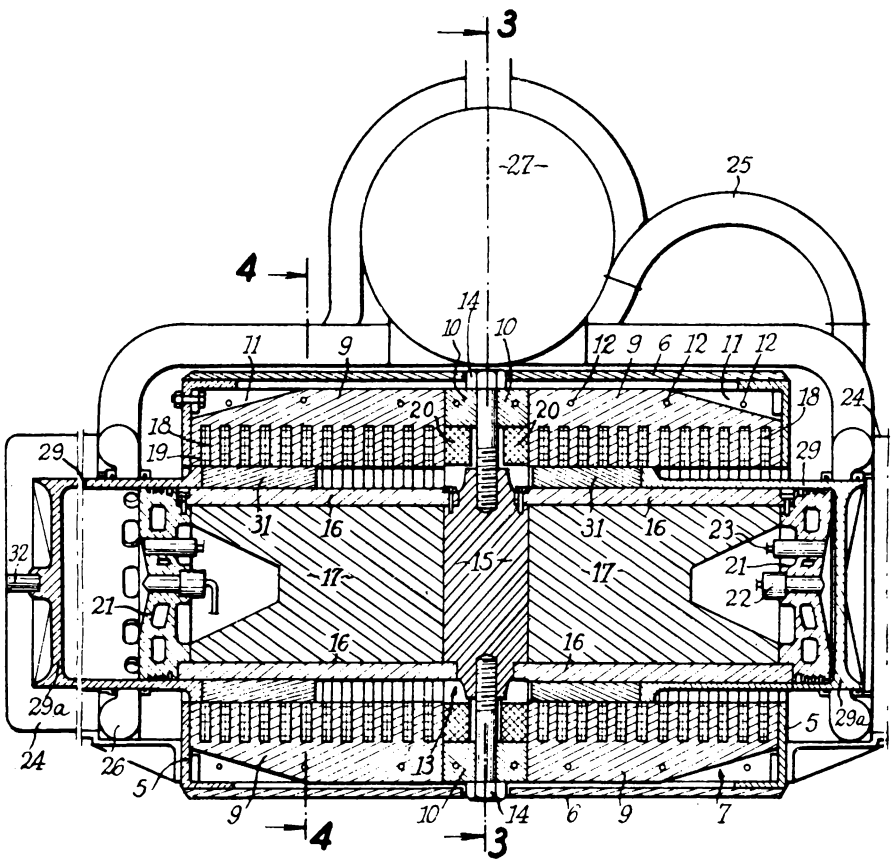


Fig. XIX. 2. - Groupe électrogène. Les anneaux inducteurs 31 coulissent en synchronisme dans l'entrefer sous l'effet du déplacement des équipages mobiles 29 et 29 a pourvus de lumières. Les pièces 21 portent les segments et les injecteurs.

moteur à pistons opposés se présente tout naturellement pour réaliser ce moteur à pistons libres.

Ce nouveau moteur peut être utilisé selon deux modes :

1. - Utilisation directe du mouvement alternatif :

a) Groupes motocompresseurs d'air ou de gaz (fig. XIX.1);
b) Groupes électrogènes avec alternateur (fig. XIX.2).

2. - Transformation en mouvement relatif par :

a) Turbine à air placée après 1 a) ci-dessus ;
b) Turbine à gaz, le moteur devenant un générateur de gaz (fig. XIX.3). La solution b) est préférée du fait que la puissance adiabatique contenue dans un kilogramme de gaz à une pression déterminée varie proportionnellement à la température absolue des gaz.

Des différences technologiques existent entre les réalisations destinées à ces diverses utilisations ; par exemple dans le cas visé en 1 a) on peut prélever une partie de l'air comprimé produit pour lui faire assurer le balayage ; dans le cas 2 b) on prélève tout l'air produit, on balaye à haute pression (ce qui permet de suralimenter) et on fait en sorte que les gaz comburés n'accomplissent pas leur complète détente au sein de la partie Diesel.

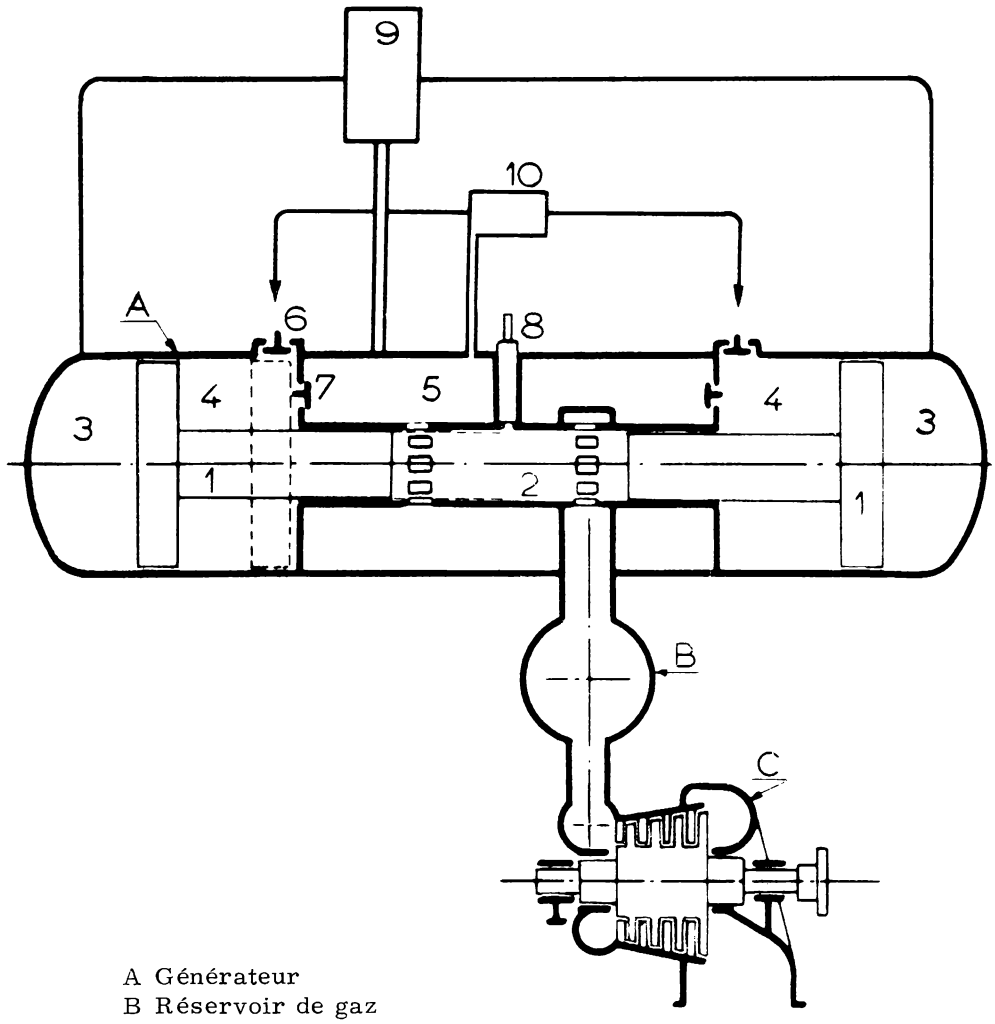
Ces dernières machines, les générateurs à pistons libres, sont l'objet de l'étude qui suit, étude valable pour le plus clair de la partie Diesel des machines à pistons libres de type différent.

II. LES GENERATEURS A PISTONS LIBRES

A. Généralités

Dans un moteur Diesel suralimenté par turbo-soufflante, la turbine à gaz faisant partie de la turbo-soufflante ne constitue qu'un organe auxiliaire ayant pour seule fonction de permettre une augmentation du couple fourni par le moteur Diesel en utilisant l'énergie disponible dans les gaz évacués.

La turbo-soufflante ne fournit aucune puissance externe. Or au fur et à mesure que croît le taux de suralimentation l'énergie présente dans les gaz d'échappement augmente.



A Générateur
B Réservoir de gaz
C Turbine à gaz

1 Piston
2 Cylindre moteur
3 Cylindre matelas
4 Cylindre compresseur
5 Carter
6 Clapet d'aspiration
7 Clapet de refoulement
8 Injecteur
9 Stabilisateur
10 Soupape de recyclage

Fig. XIX. 3. - Générateur à pistons libres. Schéma d'ensemble.

Rien ne s'oppose donc à ce que la turbine fournisse de l'énergie motrice ; il en est ainsi, par exemple, dans le moteur 2 temps Napier-Deltic, imitant en cela les moteurs à essence de nombreux avions de transport. Les pourcentages d'énergies respectivement fournies peuvent varier jusqu'au système où la turbine est seule motrice, le diesel n'étant plus qu'un générateur de gaz chauds annexé à ladite turbine. Diverses variantes sont possibles : la plus indiquée est d'utiliser comme générateur un moteur 2 ou 4 temps auquel on demande d'assurer l'entraînement du compresseur d'air ; celui-ci peut être soit centrifuge comme dans le cas du générateur Orion, soit, ce qui est préférable, surtout pour les marches à faible allure, volumétrique : cette dernière solution est celle du générateur Gotaverken et celle, de loin la plus répandue, du générateur à pistons libres.

Le générateur à pistons libres (fig. XIX.4) n'est rien d'autre qu'une variante du moteur Diesel deux temps à pistons opposés, mais variante différant de l'original par deux particularités qui sont essentielles :

1. - Au point de vue thermodynamique, la détente des gaz de combustion se prolonge très au-delà de la détente dans le cylindre moteur ;
2. - Au point de vue mécanique, les organes (vilebrequin et bielles) transmettant à l'extérieur l'effort appliqué aux pistons sont supprimés.

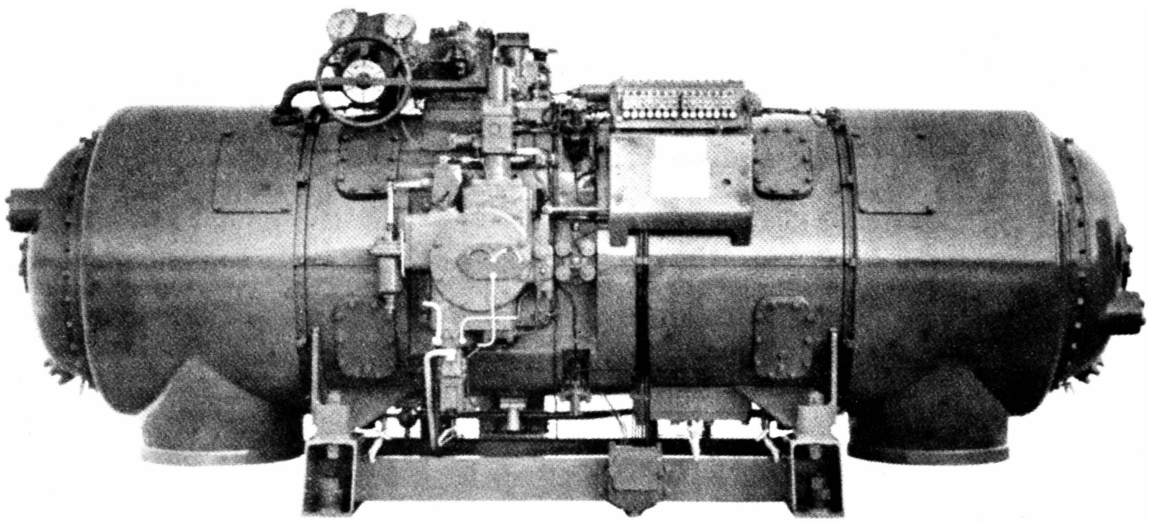


Fig. XIX.4. - Générateur à pistons libres type GS 34 (document SIGMA). Largeur : 1,41 m ; longueur : 4, 27 m ; poids : 8 t.

Précisons sans plus attendre que la simplicité de construction qui en résulte ne correspond pas à une simplicité de fonctionnement car le contrôle du mouvement des pistons nécessite des organes de régulation spécifiques, heureusement affranchis des usures et incidents rencontrés dans les bielles et vilebrequin.

Il s'ensuit que ladite machine fonctionne suivant un cycle thermodynamique permettant de combiner certains avantages des moteurs à pistons d'une part et des turbines à gaz de l'autre.

Rappelons que tout cycle thermodynamique d'une machine thermique comporte deux étapes : dans la première la chaleur libérée par la combustion augmente la température et la pression d'un fluide qui, en fin d'étape, est à l'état gazeux ; dans la seconde étape, ce gaz transmet son potentiel à un arbre soit par embiellage soit par aubage. Dans le cas des moteurs alternatifs à combustion interne, la libération calorifique se produit dans un volume très restreint, volume dont l'enveloppe n'est soumise qu'à la température moyenne des gaz ; ceci permet la production de hautes températures instantanées lors de la combustion, donc, conformément au principe de Carnot, l'obtention de bons rendements thermiques ; malheureusement durant la seconde étape la non-continuité de l'effort entraîne une mauvaise utilisation de la matière transmettant l'effort produit et la vitesse d'action du fluide moteur étant fonction du déplacement d'organes mécaniques animés d'un mouvement alternatif est forcément limitée ; les énergies moyennes mises en jeu sont donc relativement faibles. Au contraire, dans le cas de turbines à gaz la première étape ne peut s'effectuer qu'à température maximale relativement basse (donc avec rendement thermique limité) pour ne pas compromettre la tenue des aubages de détente en permanent contact avec les gaz chauds ; mais, du fait que ces gaz circulent à grande vitesse et en régime continu, la transmission de ces efforts constants peut s'effectuer par éléments tournant à grande vitesse donc assurant une excellente utilisation de la matière.

L'association "générateur à pistons libres + turbine" est donc de nature à constituer un compromis heureux entre le diesel et la turbine, compromis dans lequel l'admission des gaz sur les aubages de la turbine ne soulève aucun problème de métallurgie car ces gaz déjà refroidis jusqu'à 500°C en fournissant du travail dans le diesel sont, par surcroît, mélangés avec une quantité tellement importante d'air de balayage que la pression de cet air fixe, en pratique, la pression des gaz entrant dans la turbine (voir fig. XIX.11). L'énergie dégagée durant cette combustion est, en effet, successivement utilisée :

- Par détente dans le cylindre pour comprimer l'air de balayage et de suralimentation au moyen d'un compresseur volumétrique constitué par des pistons liés rigidement aux pistons moteurs;

- Par détente dans la turbine pour développer la puissance utile. On note tout de suite que cette turbine sera dimensionnée pour transmettre cette seule puissance utile alors que dans le cas de la turbine à gaz classique à chambre de combustion à pression constante la turbine est, pour la même puissance nominale, au moins trois fois plus importante, contrainte qu'elle est d'entraîner un compresseur axial absorbant une puissance au moins double de la puissance utilisable.

Notons que l'intérêt de la légèreté du rotor, en plus de l'influence heureuse sur le coût, se fait particulièrement sentir dans le cas de matériels soumis à des chocs et à des déplacements ; par surcroît si le service assuré est intermittent et à régime variable, cette légèreté s'avère fructueuse car elle amenuise les temps de reprise et limite les distorsions dues aux inégalités du refroidissement lors de la mise hors service et les vibrations qui en résultent lors de la remise en route.

Le générateur à pistons libres s'avère donc être un moteur Diesel 2 temps assimilable, fonctionnellement parlant, à l'ensemble compresseur axial + chambre de combustion, à ceci près toutefois, et cela est capital :

- Que l'emploi d'un compresseur volumétrique améliore sensiblement le rendement de la compression de l'air, toute l'énergie fournie étant transformée en pression statique ;

- Que l'emploi d'une chambre de combustion à pression variable permet d'atteindre des températures maximales de 1 800°C, ce qui est favorable au rendement de la combustion ;

- Que les gaz ayant cédé environ 40 % de leur énergie dans le générateur n'entrent dans la turbine qu'à des températures de 500°C, ce qui affranchit de tout problème de métallurgie concernant l'ailettage - et ce même en cas d'emploi de combustibles chargés en éléments agressifs (soufre, vanadium, sodium).

Au total, comme l'a fait remarquer Eichelberg, le générateur à pistons libres peut être considéré comme constituant une chambre de combustion de turbine à gaz, chambre dans laquelle la combustion s'effectue avec un rendement tel qu'elle fournit par surcroît l'énergie nécessaire à la précompression de l'air comburant.

Considérons, en effet, une turbine à gaz classique dont le compresseur axial possède un rendement de 85 % par rapport à la compression adiabatique ; le travail absorbé par ce compresseur pour amener de l'air atmosphérique à 15°C jusqu'à la pression absolue de 5 hpz - ce

qui provoque son échauffement à 230°C - est de 49, 2 cal/kg. Pour porter cet air à 500°C il faut lui fournir 64, 8 cal/kg. Détendu dans la turbine - à 85 % de rendement par rapport à la détente adiabatique - cet air produit un travail de 58, 2 cal/kg. Le travail utile est donc de (58, 2 - 49, 2) = 9 cal/kg et le rendement thermique de l'installation de $\frac{9}{64,8}$ soit 13, 9 %. Si, en dépensant 112, 8 cal/kg, on avait amené l'air à 700°C la turbine aurait produit 73, 3 cal/kg et le rendement aurait été 21, 4 %.

Supposons cette turbine alimentée au moyen d'un générateur à pistons libres dont l'étage compression possède également un rendement de 85 %. La quantité de chaleur alors nécessaire pour que le générateur délivre des gaz à 500°C et 5 hpz est de 130, 4 cal/kg mais le travail utile étant de 58, 2 cal/kg le rendement thermique est de 44, 6 %.

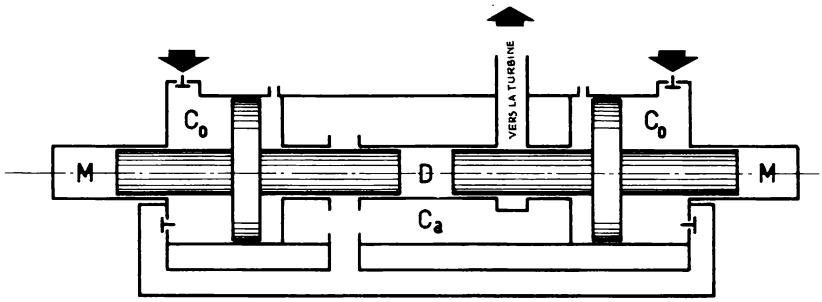
Le rendement du cycle ne dépend pratiquement pas de la température des gaz à l'entrée de la turbine : on peut donc sans inconvénient jouer sur la quantité et la pression d'air de balayage pour limiter cette température à 500°C.

De plus une diminution fortuite (un défaut d'entretien des injecteurs par exemple) du rendement du générateur ou de la turbine ne provoque pas, par réaction en chaîne, de chute du rendement global : alors que, dans la turbine à gaz classique, une baisse de 1 point du rendement du compresseur ou de la turbine entraîne une chute de 2 à 4 points du rendement global, dans le cas d'un groupe à générateur une baisse de 1 point du rendement indiqué du générateur ne diminue que de 0, 3 le rendement effectif global.

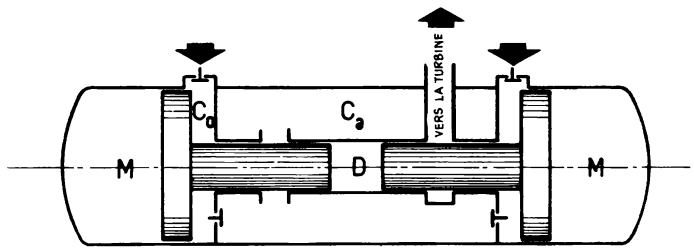
Par ailleurs, soulignons que le générateur, outre qu'il rend la turbine insensible à la variation de qualité du combustible, est peu sensible aux variations de température et de pression de l'air ambiant car il peut les corriger ; rappelons que la puissance d'une turbine à gaz classique décroît de 1 % par °C d'élévation de température ambiante tandis que la perte de rendement relatif est, dans les mêmes conditions, de 0, 5 %.

Les mêmes considérations se font jour à l'occasion des marches à charges partielles ; il faut éventuellement tenir compte alors que le rendement d'une turbine varie en fonction de la vitesse de rotation suivant une courbe en cloche passant par 0 pour la vitesse nulle.

La figure XIX.5 donne les schémas des deux dispositions de principe utilisées pour comprimer l'air.



Disposition 1 - Schéma du fonctionnement d'un générateur à pistons libres à compression durant la course motrice.



Disposition 2 - Schéma du fonctionnement d'un générateur à pistons libres à compression durant la course retour.

D partie Diesel — M matelas
C_0 compresseur — C_a carter d'air

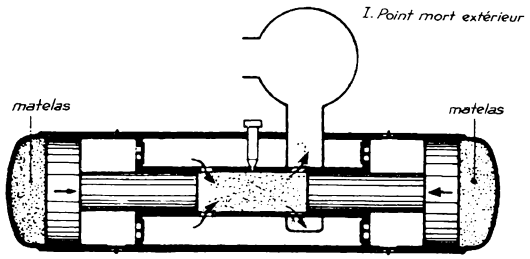
Fig. XIX. 5.

La disposition 2 (compression de l'air durant la course centripète ou retour) permet une augmentation sensible de la puissance massique; en effet la fréquence des battements en est plus élevée que dans la disposition 1 (compression de l'air durant la course centrifuge ou aller), du fait que :

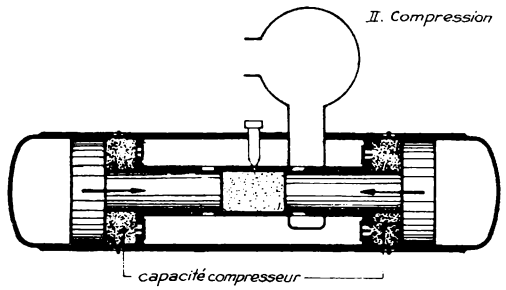
1. Les équipages mobiles sont moins lourds ;
2. Le temps nécessaire pour la course retour est plus faible.

Par ailleurs le grand diamètre des cylindres matelas permet de les alimenter à pression peu élevée, par exemple par de l'air prélevé dans le carter.

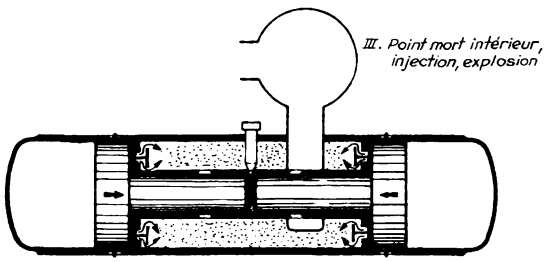
Mais la disposition 1 connaît, en revanche, une meilleure stabilité



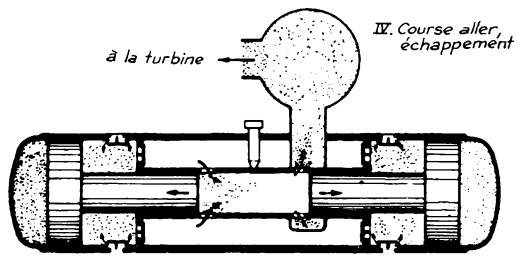
I - Les pistons, sous l'effet de l'énergie des matelas, commencent à se rapprocher. Tous les clapets sont fermés. Le balayage se termine.



II - La compression commence. Obturation des lumières de balayage et d'échappement. Les pistons compresseurs compriment l'air contenu dans les capacités compresseur.



III - En fin de compression les clapets de refoulement s'ouvrent, laissant pénétrer dans le carter l'air comprimé dans les capacités compresseur. L'injection se produit dans le cylindre moteur et l'explosion refoule les pistons vers l'extérieur.



IV - Les clapets d'aspiration s'ouvrent et ceux de refoulement se ferment. Les pistons moteurs découvrent les lumières d'échappement et de balayage. Les gaz brûlés mêlés à l'air de balayage s'échappent vers la turbine. Le cylindre moteur se remplit d'air comburant.

Puissance en gaz (rapportée à la détente adiabatique des gaz)	1 350 ch
Masse totale	8 000 kg
Longueur hors tout	4, 25 m
Largeur hors tout	1, 35 m
Hauteur hors tout	2, 65 m
Diamètre des pistons moteurs	340 mm
Diamètre des pistons compresseurs	900 mm
Masse des équipages mobiles	2 x 500 kg
Course maximale possible	550 mm
Course effective à pleine charge	≃ 440 mm
Nombre de battements à pleine charge	613/mn^{-1}
Nombre de battements à charge réduite	≃ 380/mn^{-1}
Accélération au P.M.I.	≃ 2 500 m. s^{-2}
Débit de gaz	4 kg/s
Pression moyenne des gaz d'échappement à pleine charge	3, 5 hpz
Pression moyenne indiquée dans le cylindre moteur	10, 7 hpz
Pression des gaz moteur lors de l'ouverture de l'échappement	≃ 20 hpz
Pression d'air dans le carter	4 hpz
Température des gaz à l'échappement du générateur	≃ 500°C
Température des gaz à l'échappement de la turbine	≃ 250°C
Proportion d'air dans les gaz	≃ 80 %
Rendement thermique des gaz (rapporté à la détente adiabatique des gaz)	41, 5 %
Chaleur communiquée à l'eau et à l'huile de refroidissement	18 %
Rendement global d'un groupe (générateur + turbine)	33 à 36 %
Température des gaz d'échappement au pot d'échappement	560°C
Pression maximale de combustion	110 hpz
Consommation de combustible à pleine charge	175 g/ch.h

Fig. XIX. 6. - Fonctionnement et caractéristiques générales du générateur à pistons libres GS 34.

de fonctionnement et admet une importante variation de débit gaz sans que soit obéré le choix du rapport de compression volumétrique ; la disposition 2 peut néanmoins améliorer sa situation dans ce domaine en recourant à faible charge à la recirculation et en adoptant le jumelage.

Dans ce qui suit nous développons l'essentiel des problèmes concernant les générateurs à pistons libres en les supposant conformes à la disposition 2 mais en évoquant , le cas échéant, les aspects particuliers de dispositions type 1, lesquelles d'ailleurs peuvent être réalisées de telle manière que leurs handicaps dans le domaine de la puissance massique ou volumétrique soient atténués.

B. Le cycle

Thermiquement parlant, un générateur à pistons libres est un moteur Diesel deux temps suralimenté à pistons opposés dont la liaison entre les pistons moteur et compresseur s'effectue directement comme dans l'étage supérieur d'un moteur à bielles latérales (fig. XIX.6). Il s'ensuit une symétrie structurale et fonctionnelle qui assure la fixité dans l'espace du centre de gravité des équipages mobiles et même, à chaque instant, la nullité de la somme des moments résultants des quantités de mouvement (soulignons l'absence de poussée latérale des pistons sur les parois, si l'on néglige le poids des organes) ; l'équilibrage des masses en mouvement alternatif est donc théoriquement parfait.

Le cycle se déroule de la façon suivante, les valeurs exprimées afférant au générateur Sigma GS 34 :

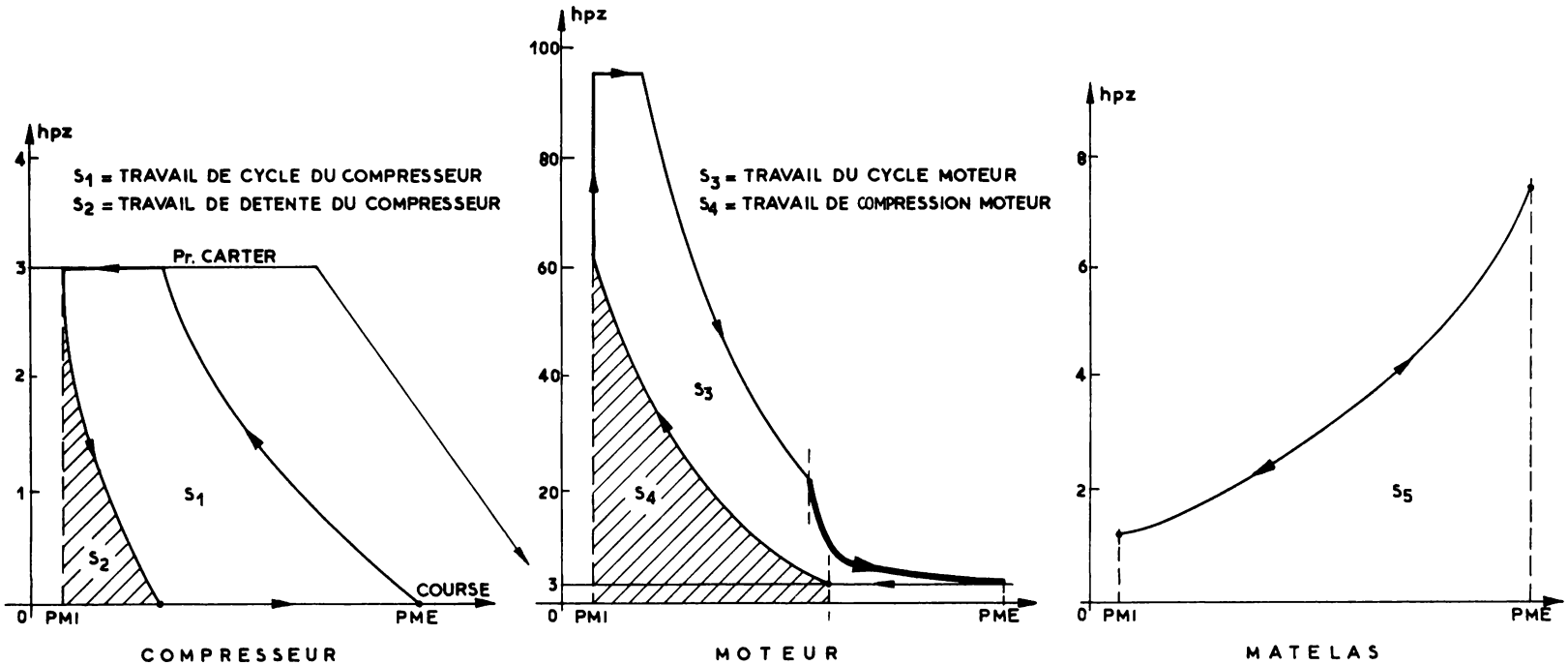
1. - Les pistons, partant du Point Mort Extérieur (P. M. E.),se rapprochent l'un de l'autre sous l'effet de l'énergie contenue dans l'air comprimé qui a été emmagasiné dans les matelas.

2. - A environ 350 millimètres du point central, les lumières de balayage se ferment.

3. - A environ 280 millimètres du point central, les lumières d'échappement se ferment et la compression de l'air de combustion commence.

4. - A environ 150 millimètres du point central, la pression dans le compresseur dépasse celle régnant dans le carter : les clapets de refoulement, situés entre compresseur et carter, s'ouvrent.

5. - Les équipages mobiles poursuivant leur course convergente,



TEMPS DETENTE = COURSE PMI ⟶ PME

TEMPS COMPRESSION = COURSE PME ⟶ PMI

TRAVAIL MOTEUR = $S_2 + S_3 + S_4$
TRAVAIL RESISTANT = S_5
$S_2 + S_3 + S_4 = S_5$ ①

TRAVAIL MOTEUR = S_5
TRAVAIL RESISTANT = $S_1 + S_2 + S_4$
$S_1 + S_2 + S_4 = S_5$ ②

$S_1 = S_3$ ③

Fig. XIX. 7. - Travaux développés.

la pression et la température de l'air enfermé dans le cylindre moteur s'élèvent jusqu'à ce que soient atteintes les conditions permettant l'allumage spontané.

6. - Un peu avant que les pistons n'atteignent leur Point Mort Intérieur (P. M. I.) l'injection commence puis la combustion se développe.

7. - La pression des gaz repousse les équipages mobiles et les clapets de refoulement (compresseur-cylindre) se referment presque tout de suite.

8. - A la cote 120 environ les clapets d'aspiration s'ouvrent et le cylindre compresseur se remplit d'air frais.

9. - Lorsque les têtes des pistons atteignent la cote 280, le piston côté échappement découvre les lumières d'échappement, la pression des gaz étant alors de l'ordre de 20 hpz.

10. - A la cote 330, les lumières de balayage se découvrent, le balayage s'opère tandis que les pistons terminant leur course aller arrivent aux P. M. E.

Au total :

- Durant la course aller (P. M. I. vers P. M. E.) les équipements mobiles sont lancés par la pression des gaz de combustion et toute l'énergie développée par la détente de ces gaz, puis par la pression de l'air de balayage est absorbée :

Par le travail d'aspiration des compresseurs
Par le travail de compression dans les matelas ;

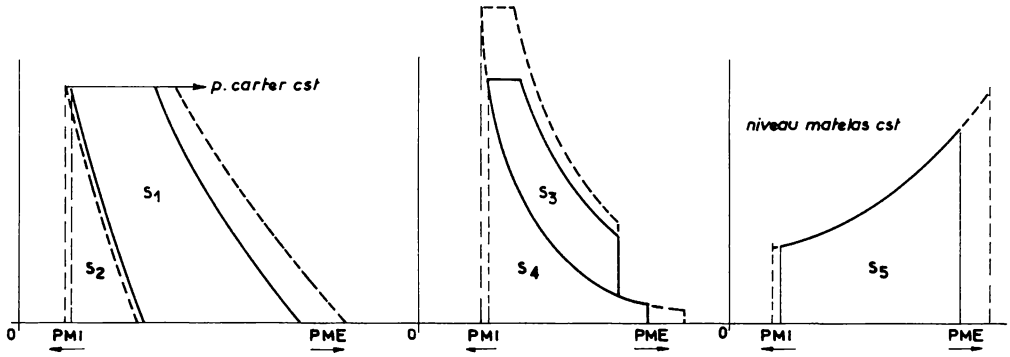
- Durant la course retour (P. M. E. vers P. M. I.) toute l'énergie contenue dans les matelas est absorbée :

Par le travail de compression puis de refoulement dans le carter moteur de l'air contenu dans les compresseurs
Par le travail de compression dans le cylindre moteur de l'air destiné à la combustion.

Un choix judicieux des dimensions et de la disposition des capacités moteur, compresseur et matelas évite que les équipages mobiles ne butent l'un contre l'autre ou contre les fonds. Le niveau de pression d'air dans les cylindres matelas est régulé en fonction du régime.

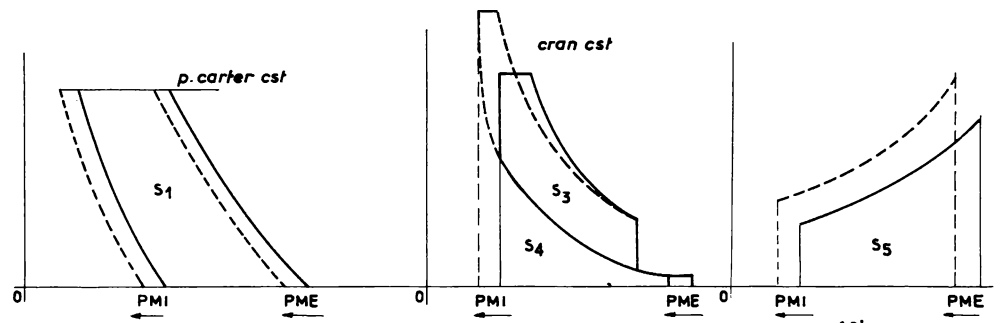
Les diagrammes XIX.7 représentent, avec des ordonnées différentes, les divers travaux moteur et résistant développés durant un cycle.

Il ne faut pas perdre de vue que les positions des P. M. E. et des



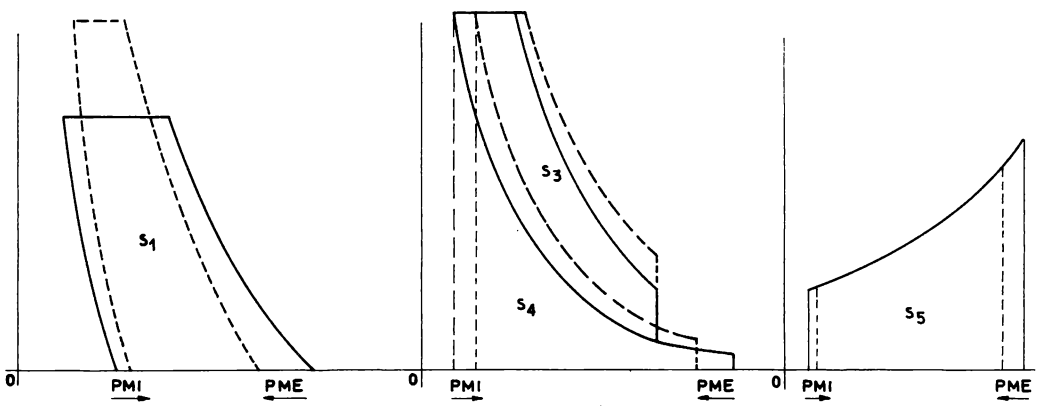
A _ INFLUENCE DE L'AUGMENTATION DE LA QUANTITE DE COMBUSTIBLE : $S_3 \nearrow S'_3$

d'après ③ si $S_3 \nearrow S'_3$ $S_1 \nearrow S'_1$ *et le PME s'éloigne du centre d'où* $S_5 \nearrow S'_5$ *donc le PMI se rapproche du centre et* S_4 *augmente.* ⟶ *DIMENSION DE LA COURSE*



B _ INFLUENCE DE L'AUGMENTATION DE LA MASSE D'AIR CONTENUE DANS LES MATELAS = $S_5 \nearrow S'_5$

d'après ① si $S_5 \nearrow S'_5$ $S_4 \nearrow S'_4$ *(car* S_1 *et* S_2 *constants) et le PMI se rapproche du centre. Mais comme* $S_1 = S_3 = cst$ *la course reste constante et le PME se rapproche du centre.* ⟶ *POSITION DE LA COURSE*



C _ INFLUENCE DE L'AUGMENTATION DE LA PRESSION CARTER (RESSERREMENT DE L'ECHAPPEMENT)

1 _ *cette augmentation tend à augmenter le travail compression* S_1 ; *mais* $S_3 = cst$, *donc* S_1 *doit rester cst et la course doit diminuer donc le PME doit se rapprocher du centre.*

2 _ *cette augmentation tend à augmenter le travail compression moteur* S_4 ; *mais la course ayant diminué,* S_5 *a diminué et d'après ①* S_4 *doit diminuer et le PMI doit s'éloigner du centre.*

⟶ *DIMENSION ET POSITION DE LA COURSE*

Fig. XIX. 8. - Conditions de marche.

P. M. I. varient pour chaque condition de marche.

Les trois paramètres indépendants qui fixent lesdites conditions de marche, les conditions ambiantes extérieures étant supposées constantes, sont :

- La quantité de combustible introduit par cycle
- La masse d'air contenue dans les matelas
- La section des lumières d'échappement.

Les valeurs de ces paramètres fondamentaux fixent celles des paramètres fonctionnels : courses, pressions, températures, débit.

Mais dans certains cas de fonctionnement le P. M. E. peut être tel que les lumières ne soient pas complètement découvertes : ainsi pour certaines valeurs des deux premiers paramètres le troisième peut ne plus rester indépendant ; aussi est-il préférable de lui substituer un paramètre fonctionnel qui lui est étroitement lié, à savoir la pression d'air dans le carter. Les figures XIX.8 a, b et c illustrent les actions spécifiques de ces trois paramètres directeurs.

On note que :

- Le "cran de combustible" (qui dans le cas du moteur Diesel à bielles fixe le couplé) dimensionne la course ;
- Le "niveau des matelas" positionne cette course ;
- La variation de "pression carter" modifie tant la dimension que la position de la course.

Le P. M. E. est d'autant plus éloigné que, pour une quantité donnée d'air contenu dans le matelas et pour une pression moyenne donnée de celui-ci, le travail moteur a été plus élevé pendant le cycle considéré en raison de la plus grande quantité de combustible brûlé. Précisons que le travail absorbé durant la course retour croît avec l'éloignement du P. M. E. du fait de l'augmentation de la quantité d'air aspiré; il s'ensuit pratiquement que, pour différentes positions du P. M. E., l'énergie accumulée dans le matelas et l'énergie absorbée par les compresseurs varient dans le même sens et que l'énergie disponible pour assurer la compression de l'air de combustion restera sensiblement constante, ce qui provoquera des déplacements parallèles des P. M. I., la pression de compression restant constante.

La possibilité offerte par l'absence d'embiellage d'adapter la course des pistons de ce diesel 2 temps aux différentes conditions de marche permet d'obtenir, en fin de compression, une pression d'air de combustion indépendante - dans une certaine mesure - de la pression d'admission, et ce même au démarrage lorsque cette dernière est très faible.

Dans un moteur à pistons asservis, le rapport de compression volumétrique est constant et égal à la valeur minimale permettant d'assurer l'allumage à froid. La pression en fin de compression croît donc avec la pression d'admission et dans le cas de moteurs à haute suralimentation atteint des valeurs importantes accroissant d'autant la pression maximale de combustion donc les contraintes mécaniques. En contrepartie le rendement général croît avec ladite pression de fin de compression.

Dans un générateur à pistons libres il est toujours possible de faire varier la compression moteur selon telle loi que l'on désire et ce à l'aide du stabilisateur fixant la pression de l'air dans les matelas. On peut ainsi obtenir une loi de réglage de la pression de fin de compression telle que :

Elle soit suffisamment élevée au démarrage pour assurer l'allumage,

Elle soit limitée aux fortes charges à une valeur réalisant un compromis entre le rendement et l'endurance.

Le rapport de compression volumétrique d'un générateur à pistons libres reste inférieur à celui d'un diesel ; à pleine charge en conditions normales il est d'environ 8, ce qui donne une pression de fin de compression de l'ordre de 80 hpz (pour une pression d'admission de 3, 5 hpz eff.).

On note donc que la suppression du vilebrequin et de l'embiellage s'avère finalement être plus fructueuse qu'une seule simplification constructive. Nous savons d'ailleurs - et nous le développerons plus loin - qu'elle permet par surcroît d'améliorer le rendement du fait de l'évolution de la combustion vers le cycle à volume constant.

Les diagrammes XIX.7 mettent l'accent sur l'égalité existant entre l'énergie absorbée dans le cylindre compresseur et l'énergie développée dans le cylindre moteur. Pour obtenir cette égalité, il importe que les alésages moteur et compresseur soient convenablement dimensionnés. Dans le générateur GS 34 déjà mentionné les diamètres des pistons moteur et compresseur sont respectivement de 340 et 900 millimètres. La distance séparant le P. M. E. du point central du générateur y peut varier de 360 à 550 millimètres ; en moyenne elle se situe entre 415 et 480 ; notons, pour fixer les idées, que pour passer de 440 à 550 il faudrait développer une énergie de détente accrue de 68 %, ce qui ne peut s'obtenir qu'en augmentant la quantité de combustible à tel point que

l'excès d'air soit inférieur à 1, 25, ce qui provoque une combustion incomplète. La distance séparant le P. M. I. du même point central varie pratiquement entre 25 et 45 millimètres.

Le nombre de cycles par unité de temps varie :

Avec la pression de marche (pression moyenne des gaz entrant à la turbine)

Avec la pression maximale de combustion

Avec le réglage adopté pour la pression de l'air contenu dans les matelas, laquelle fixe l'amplitude de la course

Avec la masse des équipements mobiles.

Dans le cas du générateur GS 34, les P. M. I. et le nombre des battements par minute varient dans les conditions suivantes :

Pression de marche (hpz effectifs)	Pression de compression : 100 hpz (max.)			Pression de compression : 40 hpz (min.)		
	P.M.I.	Nbre de battements pour		P.M.I.	Nbre de battements pour	
		Course mini	Course maxi		Course mini	Course maxi
1	9	515	490	25	450	430
2	16	585	550	35	500	470
3	21	635	595	45	530	490
4	26	660	610	55	535	495

La pression de 100 hpz correspond à la limite de bonne tenue mécanique et thermique ; la pression de 40 hpz correspond à la limite d'allumage. Ces pressions sont calculées en prenant $\gamma = 1,35$; elles sont évidemment fonction de la pression de l'air admis c'est-à-dire de la pression régnant dans le carter.

De leur côté les pressions effectives dans les matelas et dans le carter moteur varient avec la pression de marche dans les conditions suivantes :

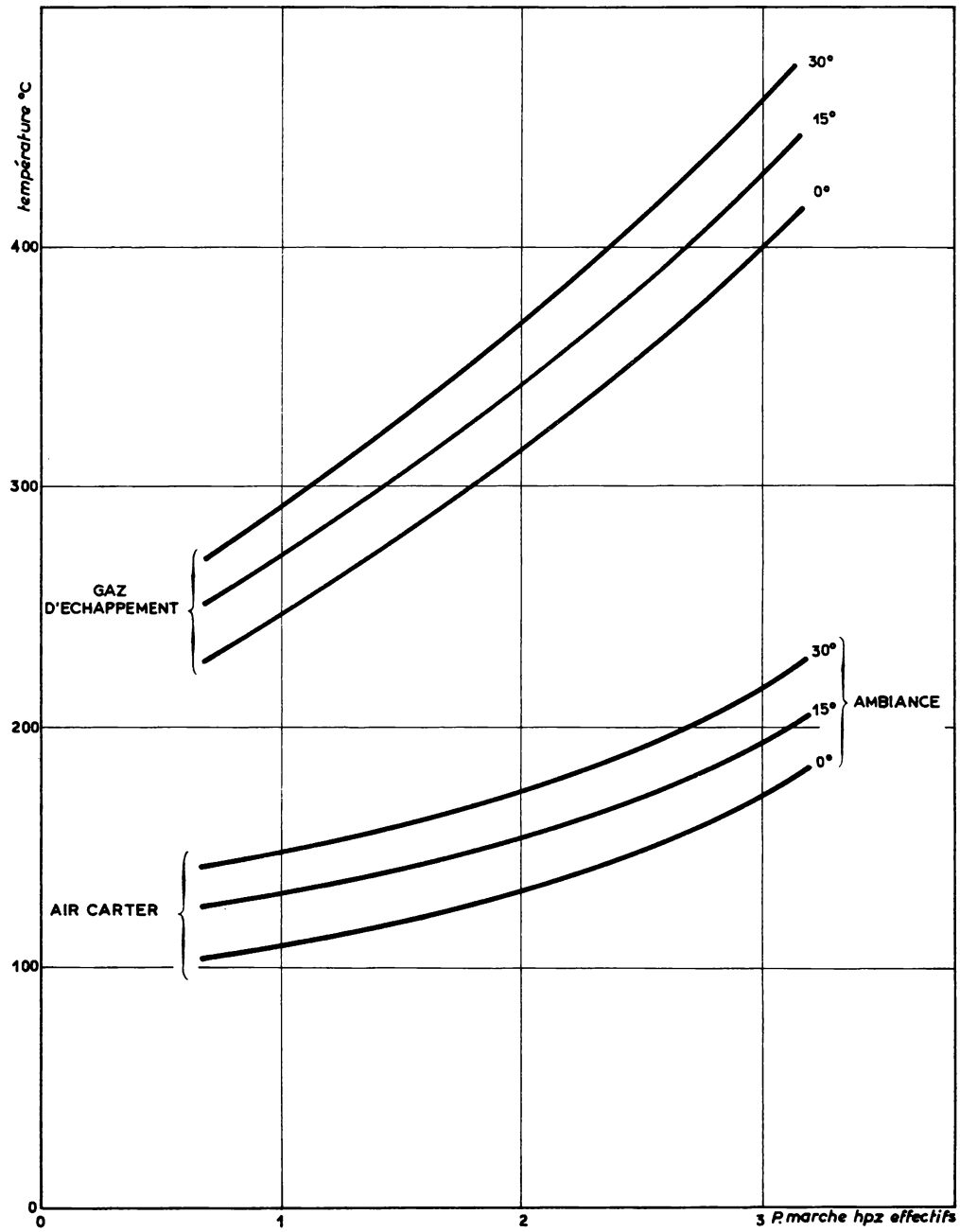


Fig. XIX. 9. - Variation de la température d'échappement en fonction de la pression de marche.

Pression de marche (hpz)	Pression dans les matelas		Pression dans le carter (hpz)	Température °C dans le carter pour ambiance de 15°C
	minimale (hpz)	maximale (hpz)		
1	0, 8	3	1, 5	130
2	1, 2	4	2, 5	155
3	1, 7	5, 1	3, 5	190
4	2, 2	6, 2	4, 5	225

La température des gaz d'échappement croît également avec la pression de marche (fig. XIX.9) mais moins rapidement que dans le cas du moteur Diesel du fait de l'importance du balayage.

Dans la pratique les diagrammes de pression diffèrent légèrement des diagrammes théoriques par suite :

- Des frottements des pistons compresseurs dans leurs cylindres
- Des pertes thermiques par les parois.

On note qu'un écart pratiquement constant sépare la pression d'air dans le carter et la pression de marche laquelle, fixée par les caractéristiques de la turbine (fig. XIX.14), règne à l'aval du générateur ; les pertes de charge consenties dans les lumières de balayage et d'échappement sont donc pratiquement constantes quel que soit le débit de gaz fourni.

Au total, il importe de ne jamais perdre de vue que toute variation de la pression de marche modifie la course des équipages mobiles, course qui est dimensionnée par le cran de combustible et positionnée par le niveau des matelas.

Ceci étant, les positions du P. M. E. et celles du P. M. I. ne peuvent varier qu'entre des limites données .

Positions du P. M. E.

Limite mini (distance minimale par rapport au centre).

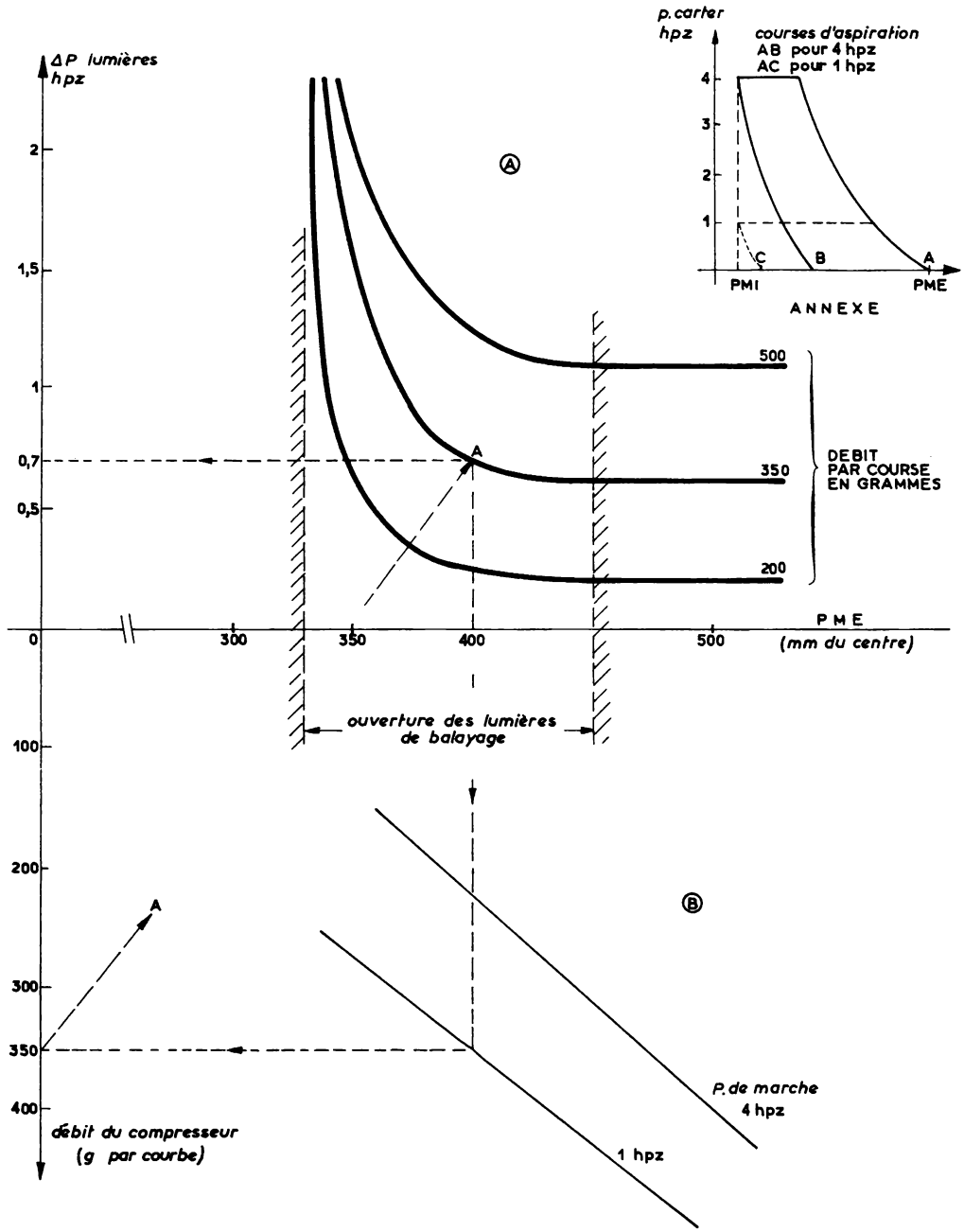


Fig. XIX. 10. - Positions des P. M. E. (d'après documents SIGMA).

Si le P.M.E. est trop proche du centre, les lumières ne sont pas assez découvertes et la perte de charge qu'elles provoquent croît, et ce d'autant plus que le débit par course est plus grand ; pour une certaine position les pertes de charge tendraient vers l'infini (fig. XIX.10 a).

Mais par ailleurs le débit d'air que le compresseur fournit à chaque course est lui-même d'autant plus important :

- Pour un P.M.I. et un P.M.E. donnés, que la pression carter (donc la pression de marche) est plus faible (fig. XIX.10 annexe);
- Pour une pression de marche et un P.M.I. donnés, que le P.M.E. est plus éloigné (fig. XIX.10 b).

Au total la pression carter, égale à la somme (pression marche + ΔP lumières), varie comme l'indique la figure XIX.11, synthèse des figures XIX.10 a et b utilisées pour diverses valeurs de P.M.E.

Précisons sans plus attendre que la valeur minimale de ces courbes Pression carter = f (P.M.E.) caractérise une limite de stabilité. En effet, pour tout P.M.E. au-delà de ce point, toute diminution (par exemple) du P.M.E. entraîne une diminution de la pression carter laquelle, nous l'avons vu lors de l'étude de l'équilibre cyclique (fig. XIX.8 c), provoque une augmentation du P.M.E. : le régime est donc autostable. En revanche pour tout P.M.E. en deçà de ce point une même diminution entraîne, pour les mêmes raisons, une chute rapide du P.M.E. et un arrêt du générateur par manque de balayage : le régime est instable. On remarque sur la figure XIX.11 que le P.M.E. limite décroît lorsque croît la charge : le domaine de la stabilité s'étend donc avec la charge.

Limite maxi (distance maximale par rapport au centre).

Cette limite est fixée par la nécessité matérielle d'éviter tout choc des pistons compresseurs sur les culasses d'extrémité.

Positions du P.M.I.

Le degré de compression de l'air comburant dépend de cette position (fig. XIX.12).

Limite maxi : fixée par la nécessité d'atteindre une pression de fin de compression suffisante pour assurer l'auto-allumage du combustible, cette position limite dépend de la pression et de la température de l'air introduit, donc de la pression carter : elle est donc liée à la pression de marche (fig. XIX.12).

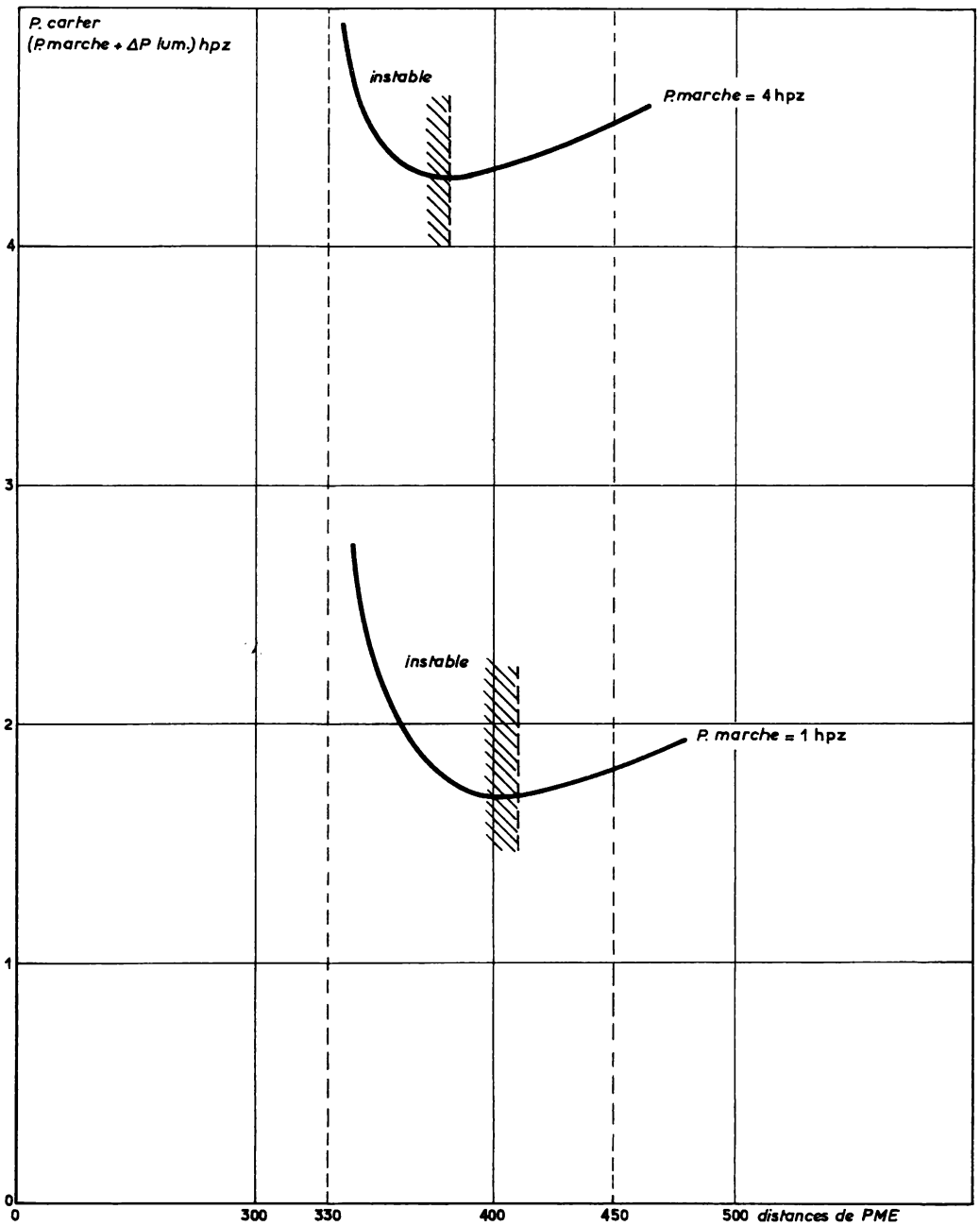
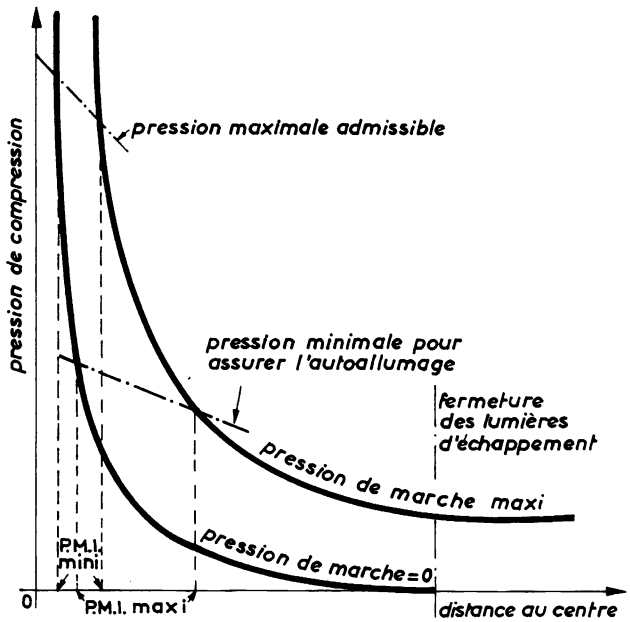


Fig. XIX. 11. - Variation de la pression carter en fonction de la position du P. M. E. Stabilité.



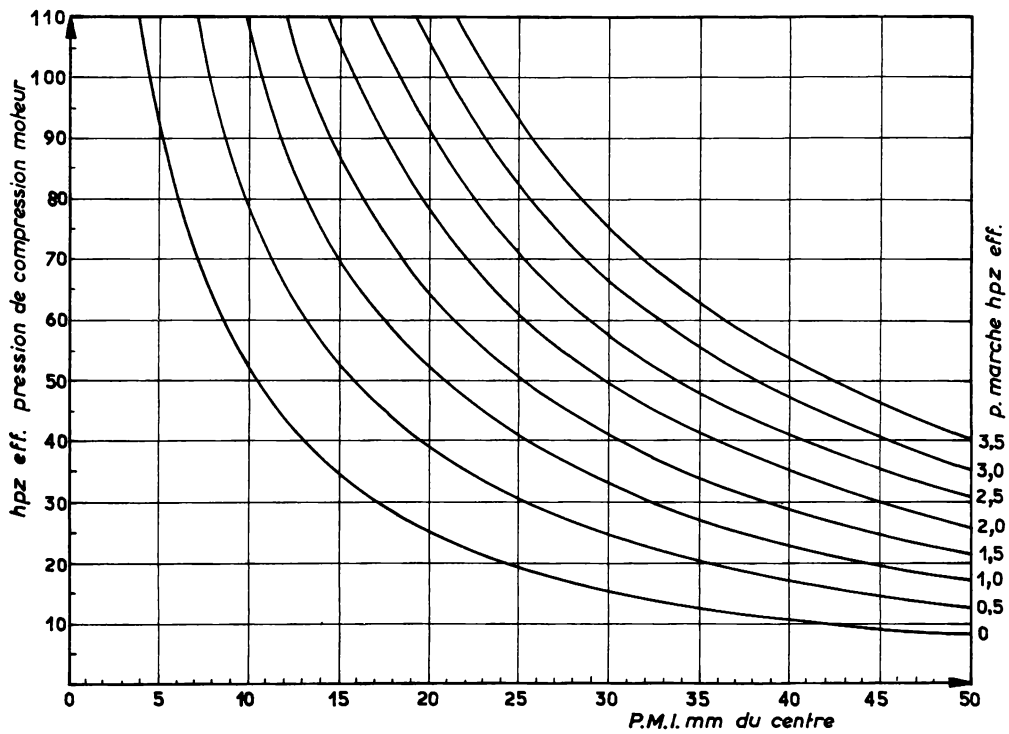


Fig. XIX. 12. - Limites maximales et minimales des P. M. I.

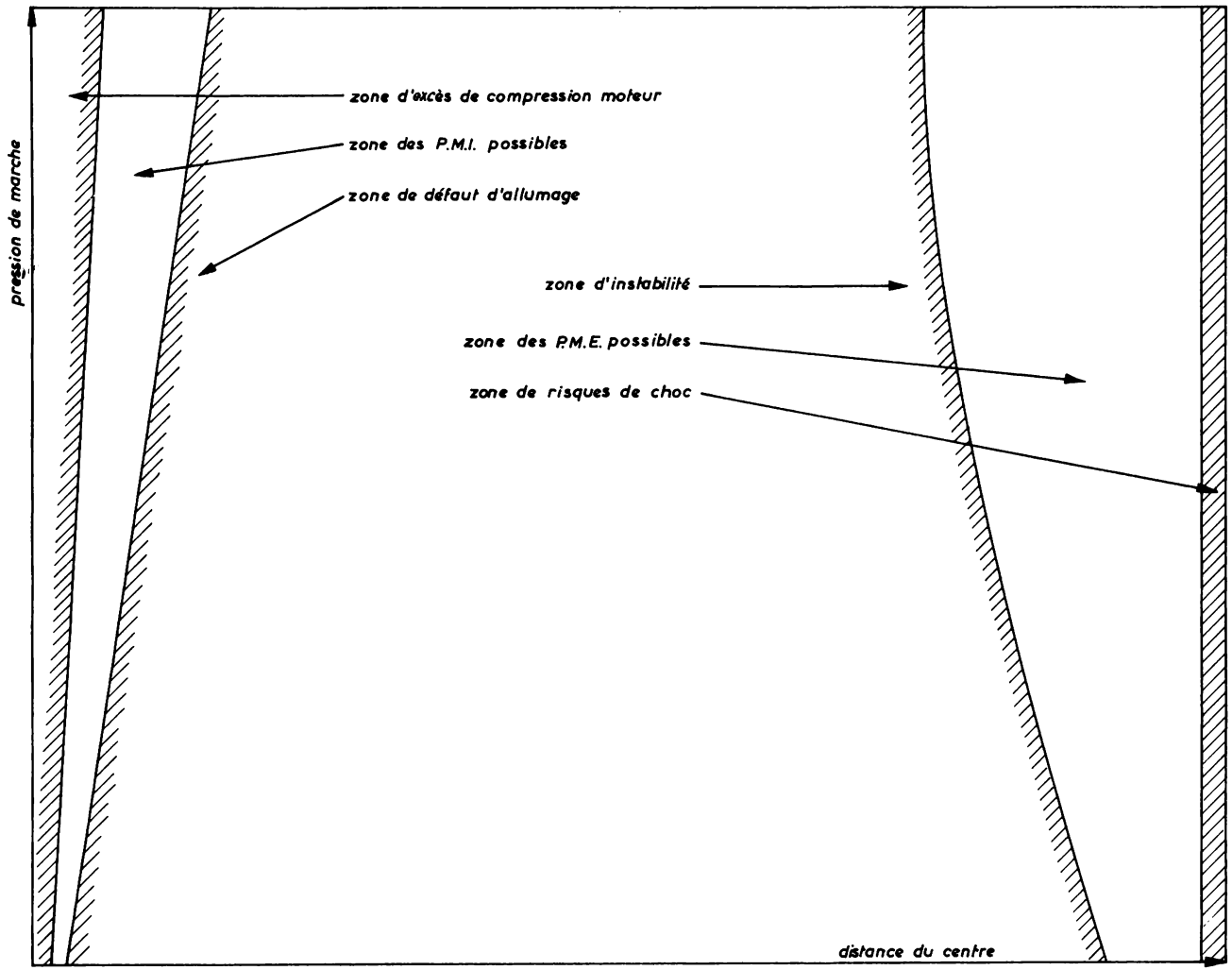


Fig. XIX. 13. - Positions des P. M. E. et P. M. I. en fonction de la pression de marche.

Limite mini : fixée par le souci de ne pas provoquer des pressions de combustion destructrices, cette limite dépend de la quantité de combustible introduite par cycle donc, derechef, de la pression de marche (fig. XIX. 12).

Par ailleurs des considérations matérielles développées dans le chapitre technologique et ayant trait à la commande d'injection et au réglage de l'avance viennent modifier quelque peu les positions théoriques de la limite mini du P. M. I.

Finalement les positions possibles des P. M. E. et P. M. I. en fonction de la pression de marche se présentent comme sur la figure XIX. 13.

Dans le cas d'un générateur à pistons libres où la compression de l'air s'effectue durant la course motrice (fig. XIX. 5 a), la situation est beaucoup plus simple. En effet, le P. M. E. contrôle la course de refoulement du compresseur c'est-à-dire la pression carter, paramètre déterminant du débit gaz, tandis que de son côté le P. M. I. contrôle le taux de compression du mélange (air + combustible) moteur.

Une variation de débit si importante soit-elle n'interfère donc pas avec le choix du rapport de compression volumétrique.

Il résulte de cet exposé que lorsqu'un mécanicien raisonne les problèmes du générateur à pistons libres il doit s'affranchir du concept "moteur" qui lui est familier. Le générateur à pistons libres n'est pas un moteur en ce sens qu'il ne délivre pas de travail mécanique ; toute la puissance motrice qu'il développe est utilisée en son sein pour comprimer l'air de balayage.

Le générateur à pistons libres est une machine thermique à combustion interne transformant de l'air atmosphérique en gaz chauds sous pression ; la notion de pression moyenne indiquée doit elle-même être corrigée car elle perd alors sa signification habituelle : le rapport $\frac{p.m.i.}{P.adm.}$ est tout à fait différent de celui d'un moteur Diesel 2 temps du fait, en particulier, de la détente tronquée et de l'importance du balayage.

Le paramètre essentiel devient la pression de marche, elle-même assistée des deux rapports :

$$\lambda = \frac{\text{poids d'air utilisé pour la combustion}}{\text{poids stœchiométrique}}$$

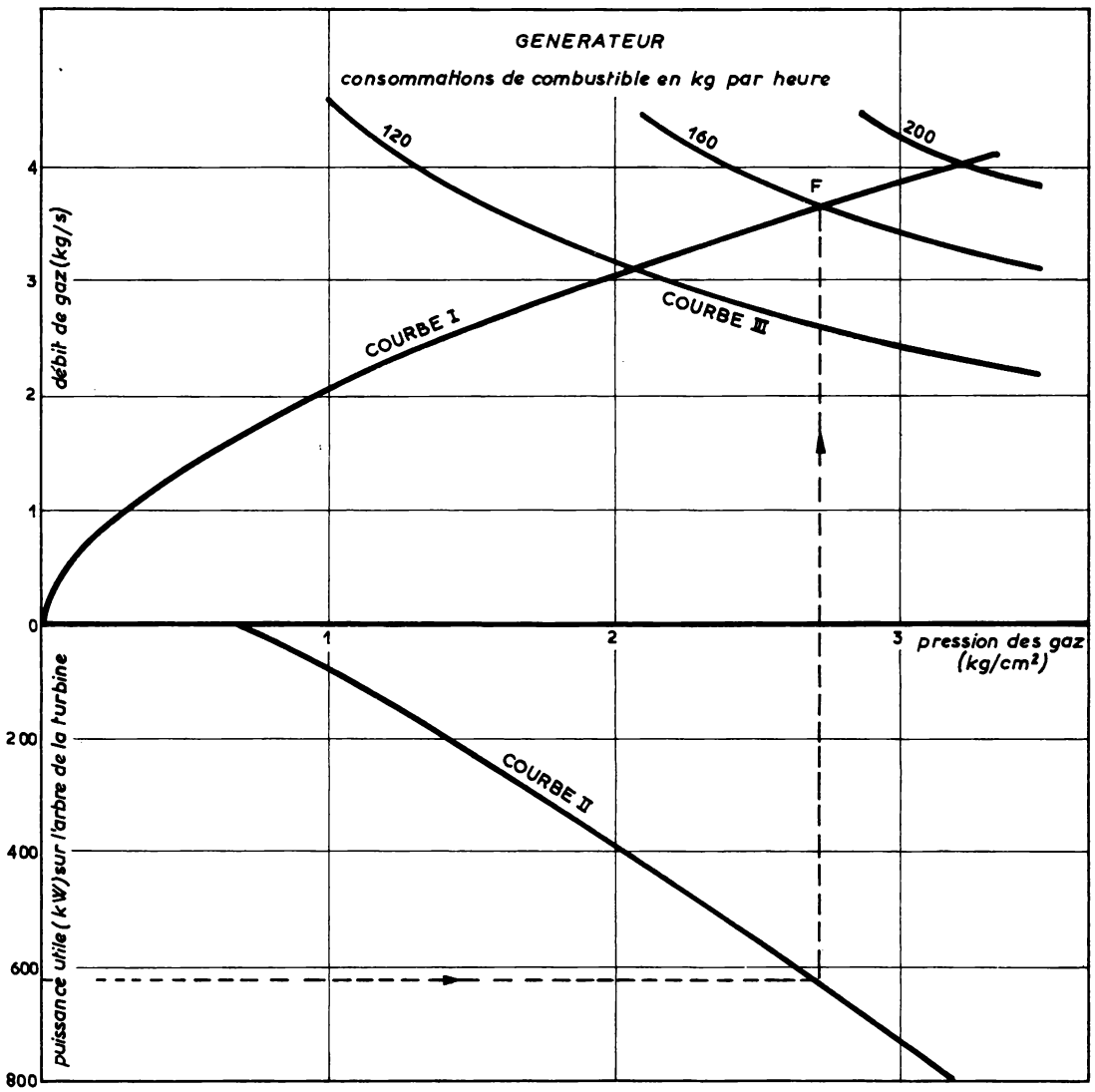


Fig. XIX. 14. - Caractéristiques externes d'un générateur GS 34 et de sa turbine (d'après Szereszewski).

$$r = \frac{\text{poids d'air absorbé par cycle}}{\text{poids d'air utilisé pour la combustion}}$$

Aux régimes voisins de la pleine charge λ est de l'ordre de 2 et r de 2, 5 : le compresseur fournit donc à pleine charge un excès d'air de l'ordre de 5 ; λ décroît lorsque la charge croît, mais cette variation est moins rapide que dans le cas d'un moteur Diesel ; r connaît à peu près la même variation que λ.

C. La régulation

a) Ensemble générateur et turbine

La loi liant le débit et la pression des gaz fournis par le générateur n'est pas fondamentalement en harmonie avec la loi (débit-pression) des gaz consommés par la turbine.

Si, dans une installation de turbine à vapeur, la chaudière assure une réserve de vapeur à pression donnée, réserve dans laquelle, au moyen d'un régulateur contrôlant l'admission, la turbine prélève le débit nécessaire pour vaincre le couple résistant, par contre dans le cas d'un groupe (générateur + turbine à gaz) le générateur doit fournir un débit de gaz instantanément adapté à la demande de puissance ; la régulation s'effectue alors par contrôle de la source d'énergie, c'est-à-dire de la quantité de combustible injecté. Or, lorsque la turbine fonctionne à ouverture constante - ce qui est le cas lorsqu'elle est accouplée à un générateur - le débit des gaz la traversant est une fonction croissante de la pression (fig. XIX. 14 courbe I) , et la valeur de l'ouverture détermine entre le débit $\mathcal{G}$ de gaz fourni à la turbine et la pression p régnant à l'amont de celle-ci une relation de la forme $\mathcal{G} = K \frac{P}{\sqrt{\Theta}}$, Θ étant la température absolue des gaz à l'entrée de la turbine.

Ainsi à toute puissance fournie sur l'arbre de la turbine (courbe II) correspondent deux caractéristiques : une pression des gaz et un débit en poids de gaz, le point de fonctionnement étant en F.

Mais le poids de gaz produit dans le générateur par la combustion d'un poids donné de combustible diminue lorsque ce poids de combustible diminue , s'accroît lorsque la pression des gaz fournis diminue.

Si l'on porte sur le graphique (débit de gaz-pression de gaz) les courbes III correspondant à différents débits de combustible, on trouve rassemblés en F les 3 paramètres :

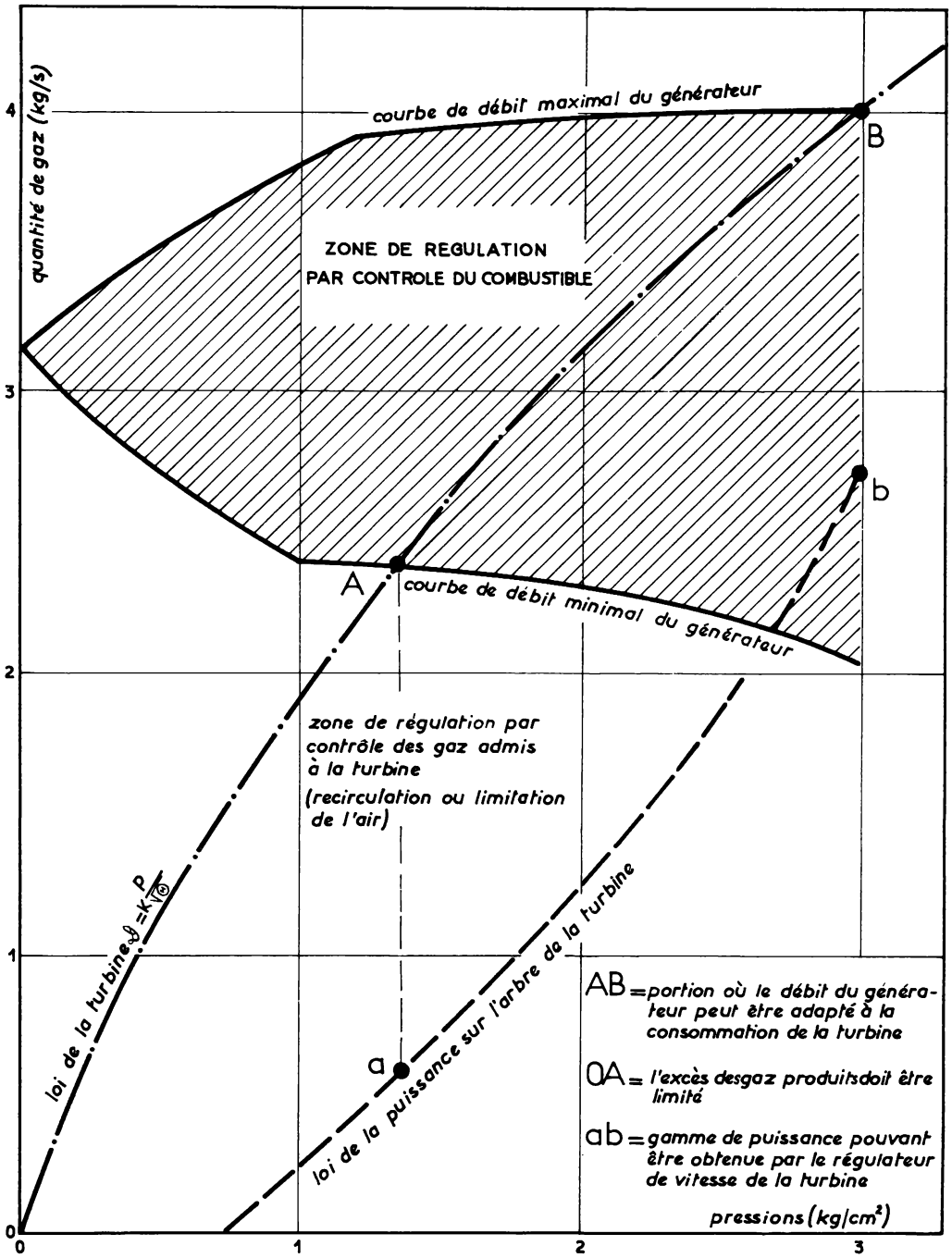


Fig. XIX. 15. - Comparaison de la loi de (débit-pression) de la turbine et de la loi de (débit-pression) du générateur.

Pression des gaz
Débit des gaz
Débit (ou consommation) de combustible, déterminant les conditions de fonctionnement du générateur qui permettent à la turbine de fournir la puissance motrice demandée.

Mais ces conditions ne se peuvent perpétuer jusqu'au ralenti car le débit minimal que peut fournir le générateur est nettement supérieur à celui requis alors par la turbine (fig. XIX.15) ; ce débit minimal est celui au-dessous duquel les courses des équipages mobiles du générateur seraient telles que les lumières ne seraient plus découvertes. Aussi est-on conduit, en première analyse, à évacuer directement à l'atmosphère les gaz alors fournis en excédent. Dans ces conditions, le rendement global est déplorable, la consommation horaire à vide (75 kg) étant de l'ordre de 40 % de la consommation horaire à pleine charge.

Cet expédient est donc inacceptable dans toutes les utilisations où l'on est amené pendant une importante fraction du temps à n'utiliser qu'un débit nettement inférieur au débit minimal. Il s'avère alors indispensable de prévoir un système indépendant de contrôle des gaz :

- Soit en diaphragmant l'entrée d'air au compresseur et en agissant, en conséquence, sur la pression d'air régnant dans le matelas;

- Soit en faisant recirculer une partie de l'air déjà comprimé en le ramenant à l'entrée du compresseur.

Cette seconde méthode, dite recirculation, présente l'intérêt de diminuer le travail absorbé par le compresseur tout en augmentant la température de l'air admis dans la chambre de combustion.

Ainsi le rapport de compression volumétrique peut être limité à tel point que la pression en fin de compression soit abaissée à 12 hpz sans que soient affectées les qualités de la combustion ; le nombre de battements en marche à vide s'abaisse alors de 400 à 300 par minute et le point mort intérieur se déplace vers l'extérieur, ce qui derechef réduit le débit d'air. Au total, la consommation de combustible à vide descend au banc à 15 kg/h, soit 8, 3 % des 180 kg/h à pleine charge.

b) Générateur considéré seul

Entre les points A et B du diagramme XIX.15, le débit de gaz fourni par le générateur peut et doit s'ajuster en fonction des besoins de la turbine en faisant appel aux 3 paramètres directeurs : quantité de combustible injecté, quantité d'air dans les matelas, pression de marche,

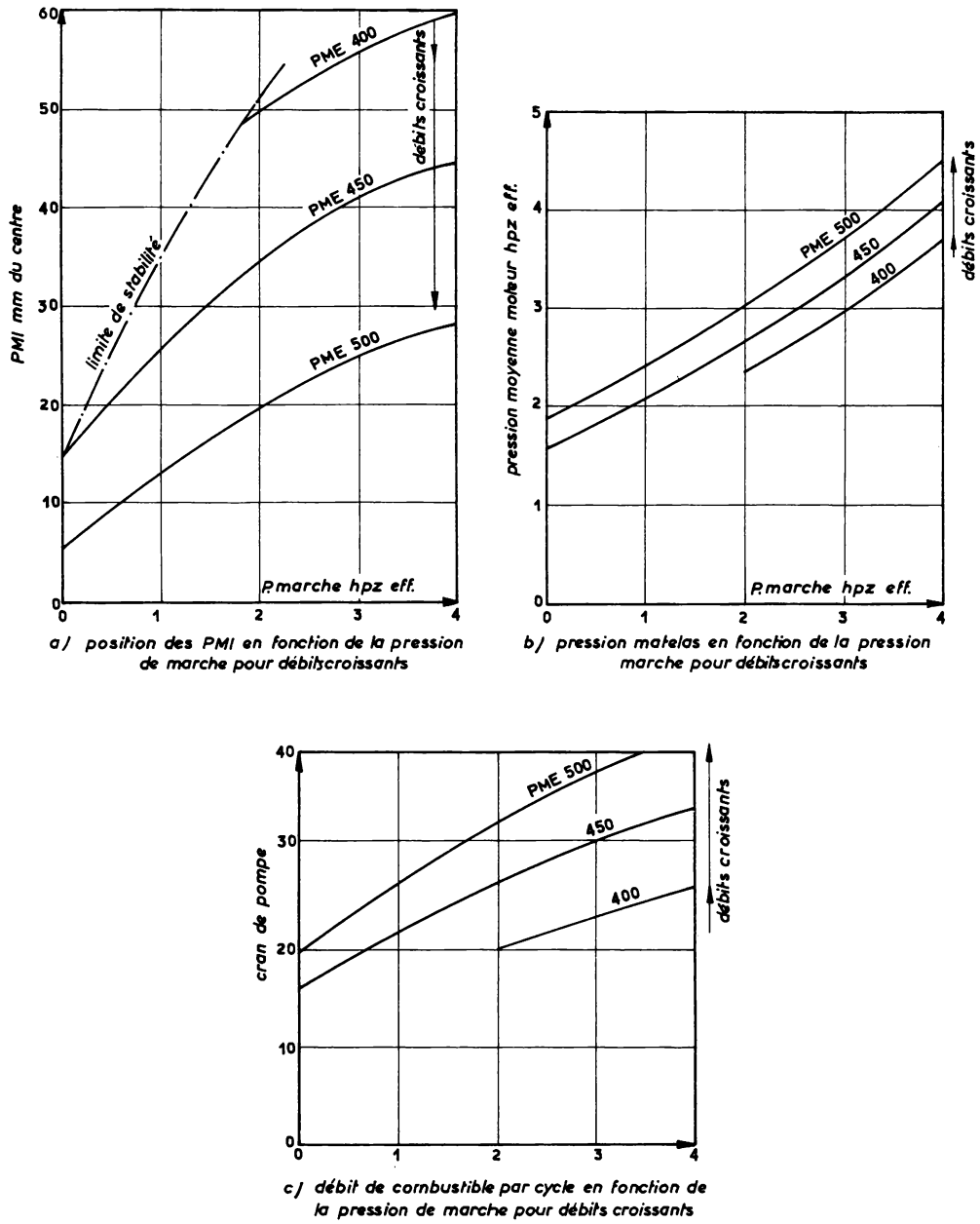


Fig. XIX. 16. - Caractéristiques principales à débits variables d'un générateur GS 34 (documents SIGMA).

lesquels agissent sur la course des équipages mobiles comme nous l'avons évoqué en II B ci-dessus (fig. XIX.8 a, b, c).

Finalement une relation s'établit entre le P.M.E., le P.M.I. et la pression de marche pour chaque débit demandé, étant entendu que la course varie dans le même sens que le débit : au débit maximal correspond le P.M.E. maximal et le P.M.I. minimal pour une pression de marche donnée.

A titre d'exemple dans le cas du générateur Sigma GS 34, les variateurs s'établissent comme l'indiquent les figures XIX.16 a, b et c.

Puisque trois paramètres indépendants sont en présence, nous devons pour rester maîtres de la situation réaliser deux relations, à savoir :

- Une régulation interne, régulation du cycle, assurée par le stabilisateur (voir plus loin en D c) assumant pneumatiquement, donc sans frottement ni inertie, des fonctions s'apparentant à celles que jouent l'embiellage et le vilebrequin ;

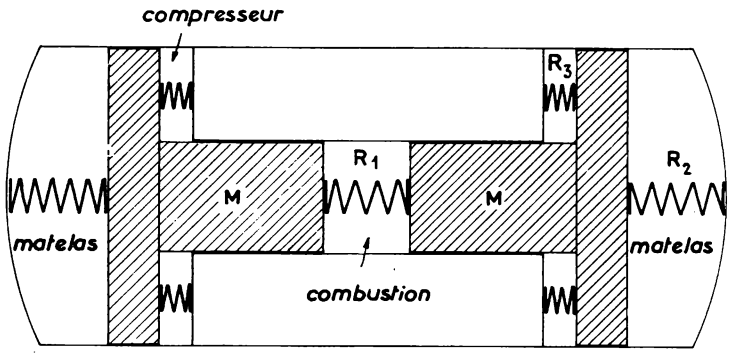
- Une régulation externe, régulation de la puissance fournie, assurée par un régulateur (voir plus loin en G d) s'apparentant au régulateur du moteur Diesel classique et asservissant le débit fourni par la pompe d'injection au débit de gaz demandé par la turbine.

Soulignons que la sensibilité du régime de fonctionnement d'un générateur à pistons libres constitue l'une de ses caractéristiques les plus frappantes ; cette sensibilité résulte de l'étroite interdépendance existant entre les phénomènes thermodynamiques et les phénomènes dynamiques. Toute variation de l'un des trois paramètres fondamentaux amène, en un seul battement, au nouveau régime ; le système assurant la lubrification doit donc pouvoir dans un délai très faible délivrer un débit précis.

En somme cette machine, du fait de l'absence de toute inertie due à des masses en mouvement continu et de toute liaison mécanique externe, est dépourvue de mémoire ; elle est assimilable, au point de vue mécanique, à un système (masses + ressorts) dans lequel :

- Les masses sont constituées par les équipages mobiles ;
- Les ressorts, constitués par les trois masses gazeuses sous pression, sont tous trois de raideur variable dans le temps (fig. XIX.17).

Comme tout système élastique oscillant cet ensemble mobile possède donc une fréquence naturelle de battement pour chaque valeur



Les forces qui agissent sur les équipages mobiles pour provoquer leur mouvement oscillant sont fonction des pressions régnant dans les trois enceintes diesel, matelas et compresseur. Si les dimensions fondamentales de ces équipages mobiles ne sont pas compatibles, ces pressions engendreront des déplacements inacceptables.

Fig. XIX. 17. - Représentation schématique de l'équilibre mécanique d'un générateur à pistons libres.

caractéristique de chacun des trois ressorts ; cette fréquence dépend :

De l'énergie développée durant un cycle
De la course
De la masse.

On note que, l'énergie mise en jeu à chaque course augmentant avec le débit de gaz demandé, toute augmentation de course obtenue par l'augmentation de combustible injecté s'accompagne d'une augmentation de fréquence, ce qui est extrêmement favorable.

Mais toute sensibilité entraîne en contrepartie des risques d'instabilité : toute modification de la raideur de l'un des trois ressorts (en particulier du ressort moteur) doit entraîner une modification immédiate de la raideur de l'un au moins des deux autres (en l'occurrence le ressort matelas) telle que soit instamment assuré l'équilibre stable du mouvement des équipages mobiles.

Finalement sur le régulateur Sigma GS 34 le contrôle s'avère très satisfaisant puisque les variations en régime permanent n'excèdent pas ± 1 mm sur la position du P. M. E. et ± 0, 3 mm sur celle du P. M. I., ce qui correspond à une variation d'énergie de 1 %.

D. Etude détaillée du cycle d'un générateur à pistons libres à compression vers l'intérieur

a) Cinématique

Le diagramme des efforts théoriques (fig. XIX.18) développés au cours d'un cycle est à la base de l'étude cinématique.

En partant de la résultante $\vec{F}$ des efforts s'exerçant dans les cylindres moteur, compresseur et matelas sur l'équipage mobile, on peut déterminer le mouvement de ce dernier compte tenu de ce que, à chaque instant, l'excédent de travail $\int_o^x \vec{F}\, dx$ se transforme en énergie cinétique $\frac{1}{2} M u_2$; M étant connu, on en déduit le temps $t = \int_o^x \frac{dx}{u}$ (fig. XIX.19).

Précisons sans plus attendre que l'absence de bielles entraîne une accélération des équipages mobiles après le P. M. I., pour un nombre donné de battements par unité de temps, nettement plus élevée que dans un diesel tournant à la même période : ainsi pour un nombre de battements de l'ordre de 600 par minute l'accélération après le P. M. I. est de l'ordre de celle d'un diesel tournant à 1 200 tours par minute. La durée de l'échange de chaleur entre les gaz à haute température et les parois est donc plus courte et la température des parois, toutes choses égales par ailleurs, plus faible.

Le refroidissement de la tête des pistons pouvant être généreux, les contraintes d'origine thermique peuvent être plus facilement maîtrisées que dans un diesel. De plus le temps durant lequel les équipages mobiles séjournent au voisinage des P. M. E. est plus important que dans un diesel tournant à la même fréquence : le refroidissement s'en trouve derechef amélioré. Il n'en reste pas moins que l'ensemble cylindrique tripartite, constitué par l'anneau central et les deux chemises - balayage et échappement - (fig. XIX.42) connaît des dilatations d'amplitudes différentes : leur assemblage doit être pensé en conséquence.

Par ailleurs la disparition des impératifs concernant les pressions spécifiques limites aux contacts piston-axe-pied de bielle et coussinet-maneton, l'absence de culasse, la suppression de la poussée latérale du piston sur la chemise autorisent des pressions de combustion plus élevées que dans le diesel.

Au total le taux de combustible brûlé à volume constant peut être plus élevé que dans un moteur Diesel ; cette circonstance conjuguée

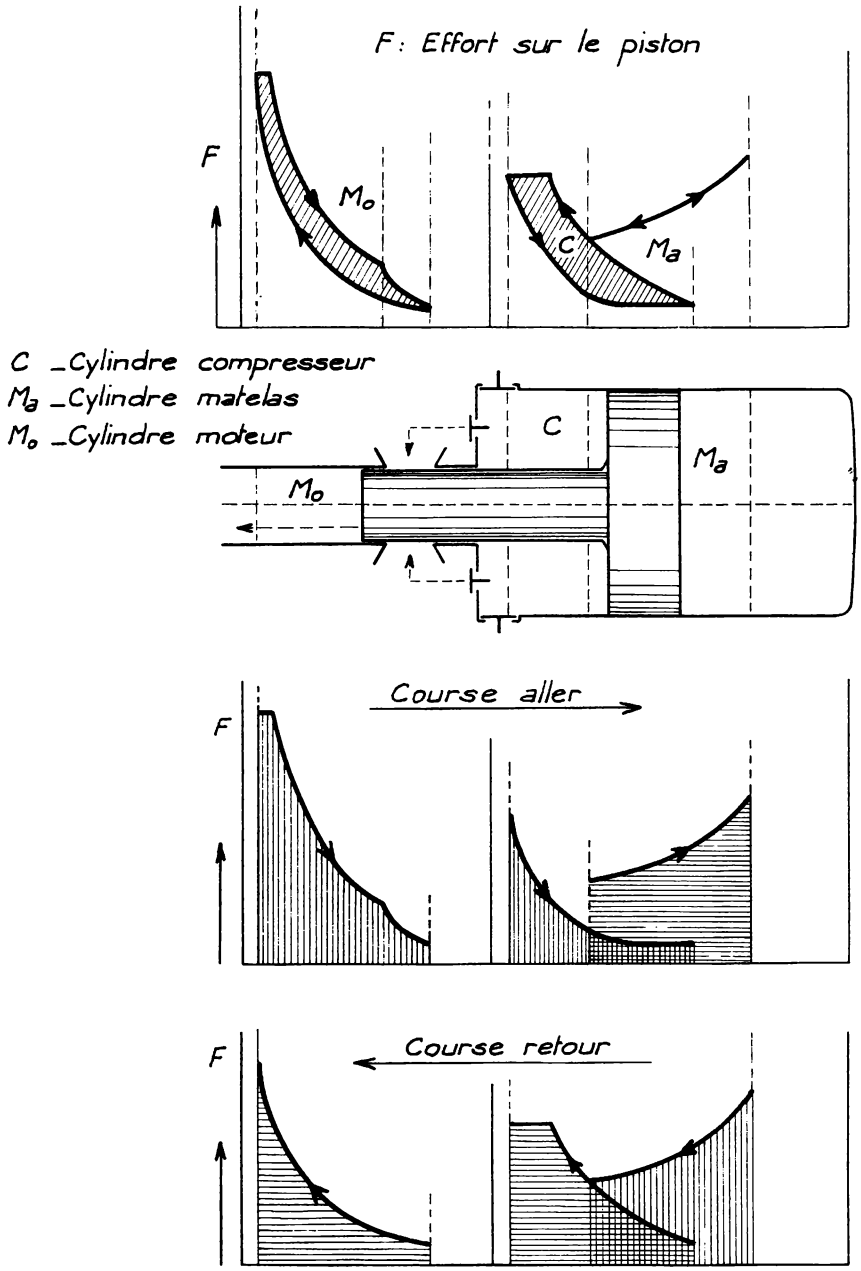


Fig. XIX. 18. - Diagrammes des efforts dans un générateur à pistons libres au cours d'un cycle.

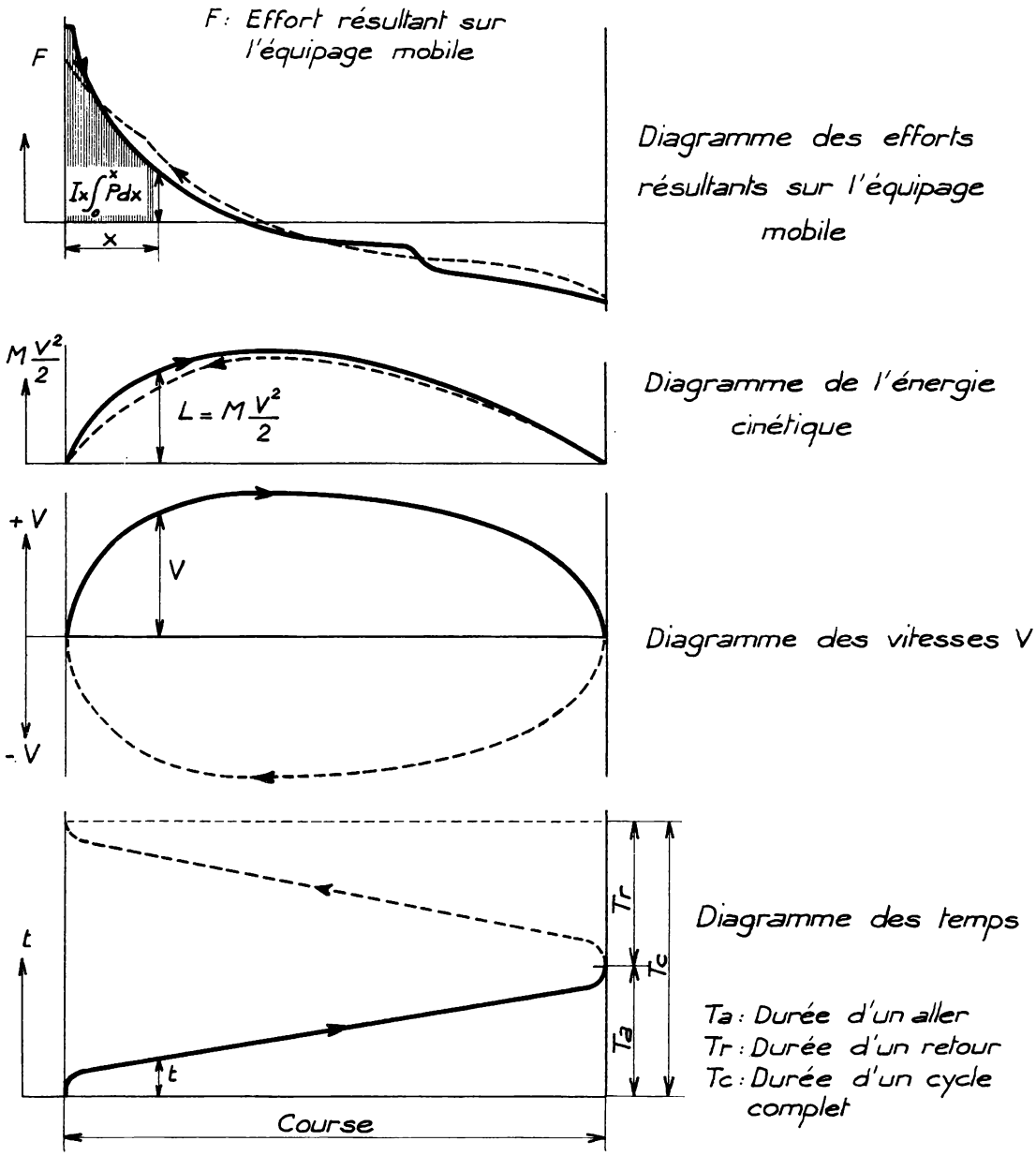


Fig. XIX. 19. - Diagrammes permettant de calculer la vitesse de l'équipage mobile.

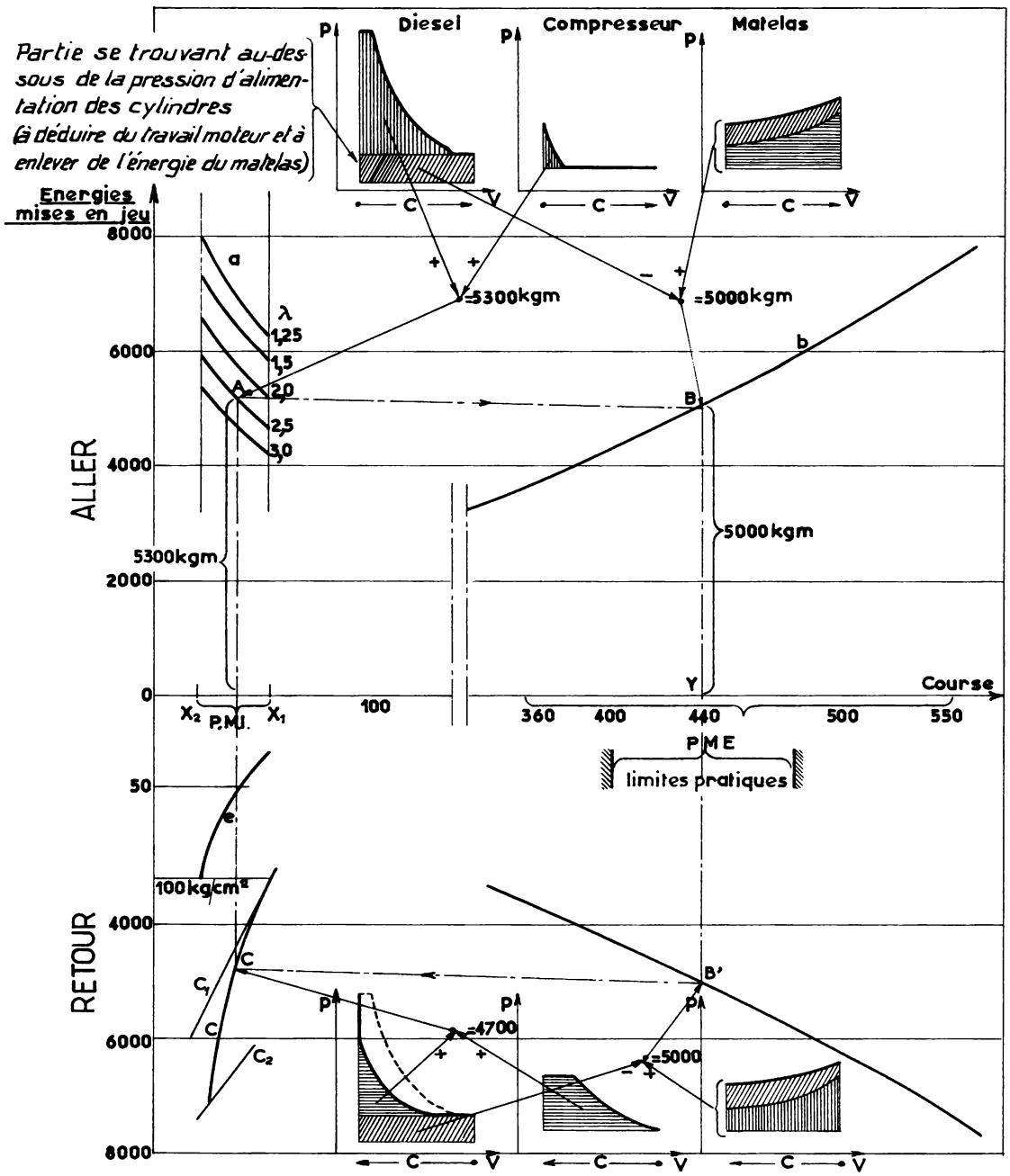


Fig. XIX. 20. - Diagramme énergétique d'un générateur SIGMA.

avec la possibilité de faire varier le rapport de compression volumétrique favorise l'emploi de combustibles de qualité inférieure. Les rendements thermodynamique et économique du générateur à pistons libres en sont favorablement influencés.

En contrepartie, les conditions de turbulence, de température et de pression favorisant le développement de la combustion complète s'évanouissent plus rapidement que dans le diesel ; en conséquence la coordination des conditions de macro et de microstructure des jets de combustible pulvérisé peut être plus difficile à mettre au point que dans le cas d'un moteur Diesel de même alésage et de même période cyclique.

b) Diagramme énergétique

Les énergies mises en jeu pour différentes valeurs de la course permettent de suivre graphiquement l'évolution des cycles en fonction des divers paramètres.

Considérons le diagramme énergétique (fig. XIX.20).

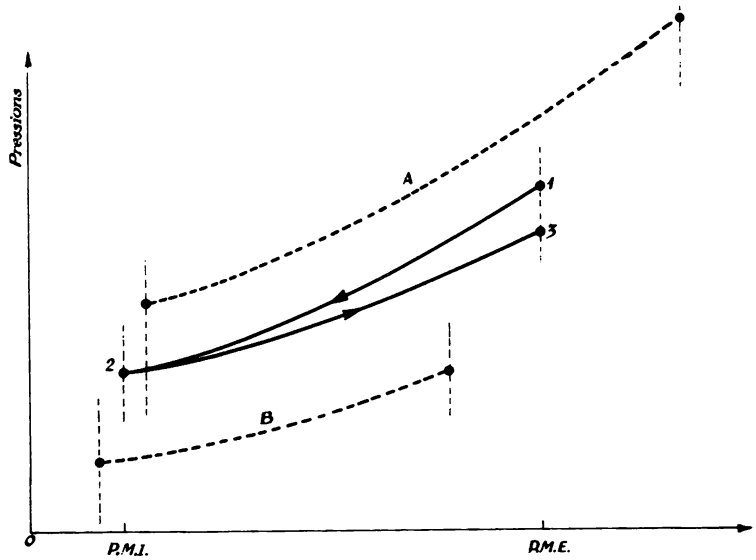
Les abscisses représentent la course de l'un des équipages ; les ordonnées vers le haut représentent les énergies mises en jeu dans un équipage durant la course aller ; vers le bas sont portées les énergies mises en jeu durant la course retour.

L'énergie motrice dépend évidemment :

- De la quantité d'air emmagasiné entre les pistons ;
- De la richesse du mélange (combustible + air).

L'énergie motrice totale, y compris l'énergie de détente de l'air des espaces morts du compresseur, est représentée par un réseau de courbe a; ces courbes sont établies en fonction des diverses positions de P. M. I. possibles (comprises entre X_1 et X_2) et pour différentes valeurs d'excès d'air comburant ($\lambda = \frac{\text{Poids d'air comburant présent effectivement}}{\text{Poids d'air théoriquement nécessaire}}$). Les limites X_1 et X_2 entre lesquelles peut varier le P. M. I. correspondent à des pressions de fin de compression d'air comburant respectivement de 30 et 100 kg/cm^2 (le réseau de courbes tracées afférentes à un générateur de 340 mm d'alésage est établi en tenant compte des pertes de chaleur pendant la combustion, pertes qui furent déterminées expérimentalement en fonction de λ et de la pression de fin de compression).

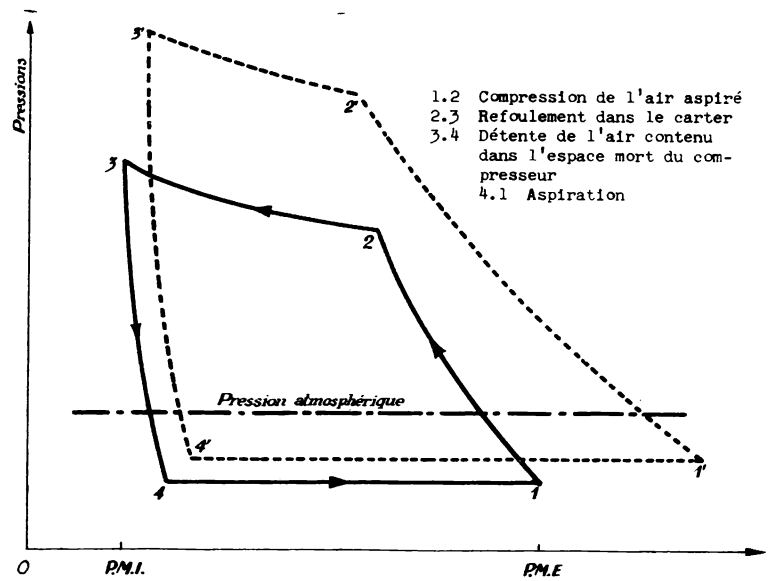
Le travail moteur fourni à pression constante pendant la période de balayage dépend de l'éloignement du P. M. E., donc de la longueur



a) Processus de fonctionnement du matelas.

1. En régime constant la pression de l'air contenu dans le matelas suit, au cours d'un cycle, le trajet 1. 2. 3. et il faut, en fin de cycle, compenser la perte de pression 1. 3 en introduisant dans le matelas une faible quantité d'air.

2. Si la quantité de combustible injecté par cycle augmente, les P. M. E. et P. M. I. se déplacent vers l'extérieur et la course croît. Le niveau de pression dans le matelas doit être contrôlé de telle sorte que le déplacement de l'équipage mobile reste dans des limites acceptables. Pour limiter l'éloignement du P. M. E. et posséder le supplément d'énergie nécessaire pour assurer la course retour [voir b) ci-dessous : travail 1' 2' 3' au lieu de 1. 2. 3] il faut augmenter le niveau de pression dans le matelas : la courbe 1. 2 se déplace en A.
Inversement si la quantité de combustible diminue, 1. 2 se déplace en B.



b) Processus parallèle dans le compresseur.

Fig. XIX. 21. - Variations de position des points morts d'un générateur à pistons libres à compression vers l'intérieur.

de la course. Il importe, en conséquence, de rendre le réseau de courbes "a" indépendant de cette longueur de course et pour cela de déduire de la somme des travaux moteurs le travail correspondant à la partie hachurée horizontalement, sans oublier évidemment de diminuer d'autant l'énergie du matelas.

La courbe "b", dont la pente est d'autant plus accentuée que le volume du matelas est plus faible, représente l'énergie contenue dans l'air comprimé du matelas pour les différentes positions du P.M.E. ; cette énergie, fournie durant la course retour, est reportée dans le diagramme retour à ordonnées dirigées vers le bas.

Les courbes "C" représentent, en fonction de la position des P.M.I., l'énergie absorbée pendant la course retour par la partie diesel et le compresseur. La courbe C_1 est valable pour la position du P.M.E. à 360 mm du centre et la courbe C_2 pour le P.M.E. à 550. Pour les P.M.E. intermédiaires la courbe C, intermédiaire entre C_1 et C_2, doit être utilisée ; pour déterminer les points d'intersection avec C_1 et C_2, on part de la courbe b en tenant compte des pertes par frottement (expérimentalement déterminées dans le cas présent à 740 kg par mètre de course).

Une fois ce diagramme établi, on peut figurer le cheminement d'un cycle en partant d'un P.M.I. Supposons une pression en fin de compression de 50 kg/cm^2 ; le cycle avec $\lambda = 2,5$ débutera en A. Les pistons seront lancés dans la course aller vers le P.M.E. avec une énergie de 5 300 kgm ; cette énergie diminue pendant la course (à cause du frottement) jusqu'à devenir en B égale à l'énergie (5 000 kgm) contenue dans le matelas. A partir de B, P.M.E. situé à 440 mm du centre, les pistons sont relancés vers C qui se trouve à la même distance que l'était le point A. La combustion avec $\lambda = 2,5$ reportera de 4 700 kgm à 5 300 kgm l'énergie disponible pour le cycle suivant.

A l'aide de tels diagrammes énergétiques, on peut suivre graphiquement l'évolution du cycle en fonction de λ ou de diverses positions de P.M. On peut également reconstituer cette évolution en cas de variation de régime et même de perturbations momentanées causées par une défaillance d'injection ou un frottement anormal.

Nous savons que, à une pression de marche donnée, le générateur produit une quantité de gaz évidemment d'autant plus importante que la course est plus grande ; il peut également, à une pression de gaz donnée, produire une même quantité de gaz pour différentes positions de points morts, à course constante en amplitude mais non en position. Nous avons indiqué (fig. XIX.18) que des limites sont fixées à ces déplacements puisque :

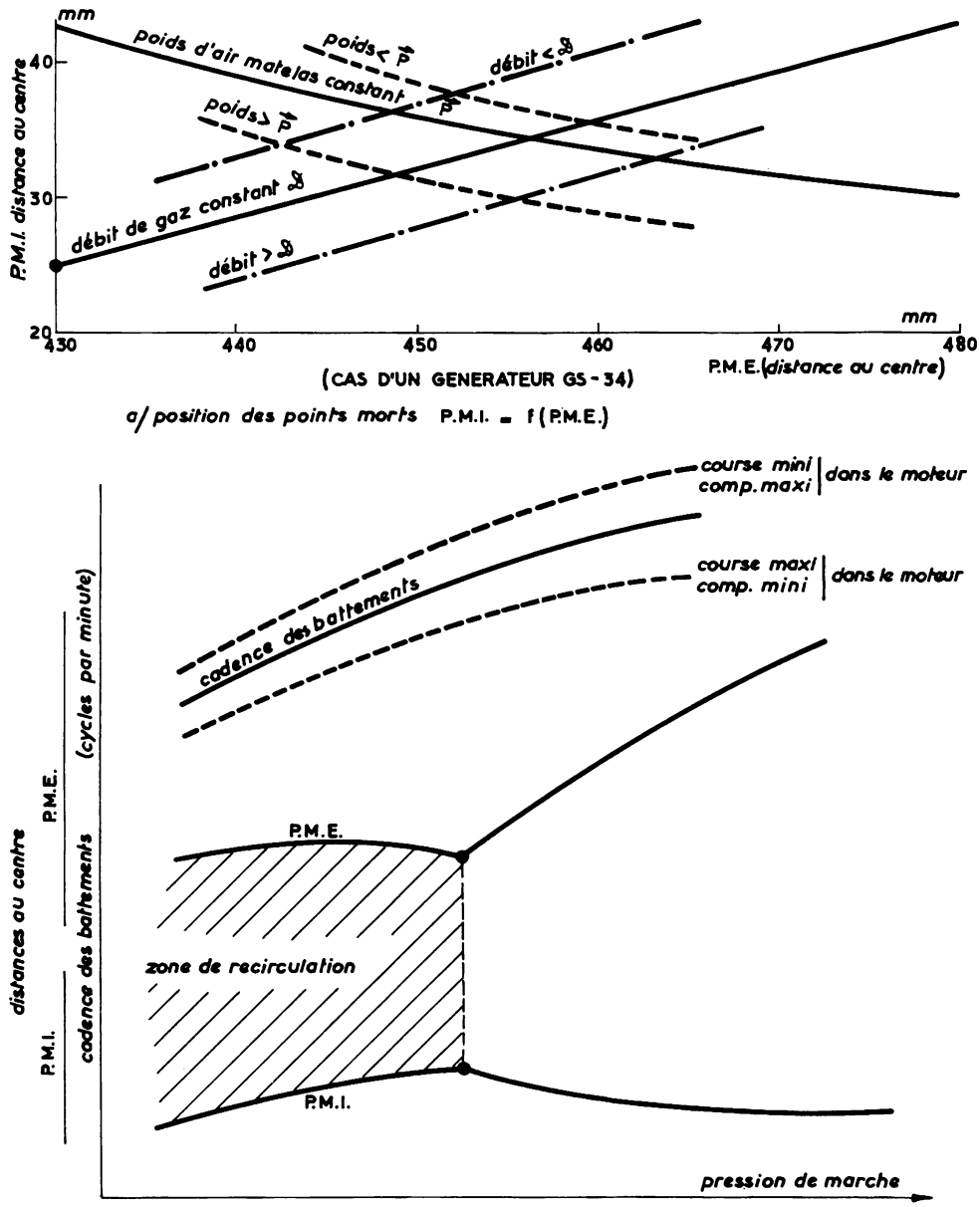


Fig. XIX. 22. - Caractéristiques internes des générateurs à pistons libres à compression vers l'extérieur.

A la course minimale, les pistons doivent découvrir une longueur encore suffisante de lumières ;
A la course maximale, les pistons doivent s'arrêter à une position suffisamment éloignée des couvercles d'extrémité (appelés fréquemment culasses) pour éviter tout choc accidentel.

Au total, les positions des points morts sont fonction :

- Du poids d'air enfermé dans les matelas (fig. XIX.21 a et b à rapprocher des figures XIX.7 et 8);
- Du débit des gaz (fig. XIX.22 a et b à comparer aux figures XIX.13 et 16).

c) La régulation interne

La régulation interne est assurée par un stabilisateur dont le rôle est :

1. De maintenir constant, pour un régime donné, le poids d'air des matelas ;
2. D'ajuster ce poids en fonction de la variation de la charge suivant une loi fixée par avance.

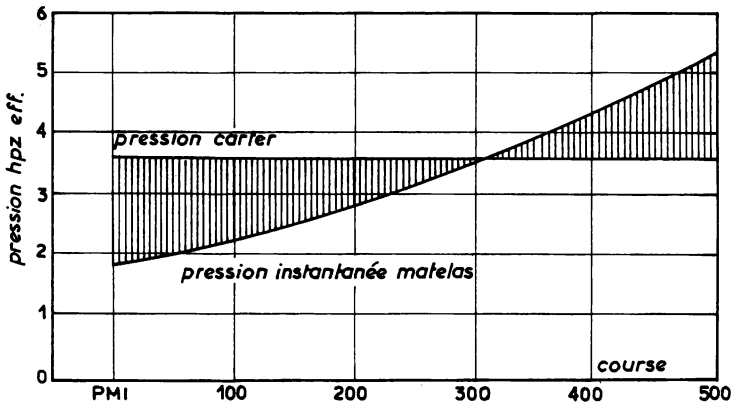
Soulignons que, à poids d'air matelas constant :

- Plus le P. M. E. s'éloigne du centre, plus le P. M. I. s'en rapproche ;
- Plus faible est le volume du matelas, plus lente est la vitesse de l'équipage avant le P. M. E. et plus rapide après.

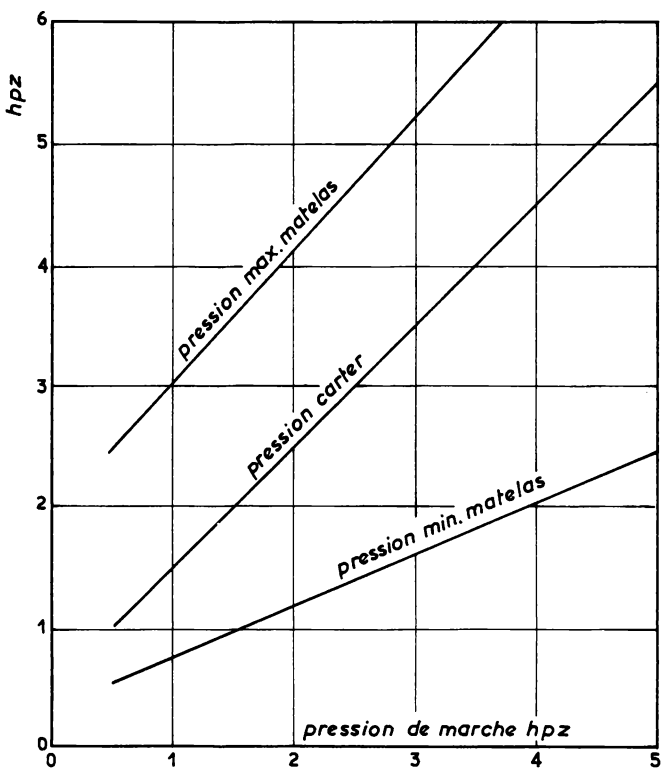
Bien que les positions des deux points morts soient ainsi déterminées par des relations énergétiques, il est nécessaire de compenser d'une façon continue les faibles différences pouvant éventuellement exister entre les deux équipages, soit du fait des frottements, soit du fait des clapets ; pour ce faire, on relie les deux équipages par un léger embiellage de synchronisation (fig. XIX.48).

La turbine étant assimilable à un orifice de section constante, toute augmentation de débit se traduit par une augmentation de la pression de balayage : l'énergie nécessaire pour comprimer l'air lors de la course retour devra donc augmenter ; il faudra donc introduire de l'air dans le matelas. A chaque pression matelas on obtient une combinaison (course-fréquence) donnant le débit demandé.

Le stabilisateur ajuste donc le niveau de pression dans le matelas à la pression de marche en se basant sur le fait que, à une charge donnée



a / diagramme des pressions carter et matelas en fonction de la course.



b/ variations des pressions maximales et minimales dans le matelas en fonction de la pression de marche.

Fig. XIX. 23. - Rôle du stabilisateur.

de la turbine, correspond en définitive une pression donnée de l'air de balayage, donc de l'air contenu dans le carter. Dans ces conditions il suffit d'adapter automatiquement la pression moyenne de l'air du matelas à la pression de l'air du carter : celle-ci variant peu, pour une puissance donnée, alors que celle-là varie considérablement au cours de chaque course, il est toujours possible d'utiliser une partie de la course pour transvaser de l'air de l'un à l'autre et inversement (fig. XIX.23) au moyen d'un tiroir actionné par un piston différentiel (fig. XIX.24).

Les conditions 1 et 2 ci-dessus étant remplies, il peut suffire pour souscrire aux impératifs des limites des P. M. E. de munir la crémaillère des pompes d'injection d'une butée maximale pour éviter de percuter les culasses et d'une butée minimale pour être sûr de toujours découvrir les lumières.

On conçoit qu'il soit possible de réguler l'énergie retour en fonction de paramètres divers et suivant des lois établies à l'avance, simplement en agissant sur le point d'application du ressort ou sur la pression équilibrant le piston différentiel. C'est ainsi que si la pression caractéristique, faisant manœuvrer les stabilisateurs, est fonction du déplacement des équipages mobiles, de ce fait la ligne "b" du diagramme énergétique donné en figure XIX.20 est une courbe, à pente d'autant plus raide que le volume du matelas est plus faible, alors qu'un stabilisateur à pression moyenne aurait donné une droite à pente indépendante du volume du matelas.

La solution "stabilisateur à pression moyenne" réalise automatiquement la pression moyenne matelas exigée par un P. M. E. donné ; mais elle nécessite une intervention sur le ressort de compensation lorsque le P. M. E. varie. Acceptable dans les installations où la charge varie peu et lorsque les marches à charges partielles (à consommation élevée) sont de courte durée (centrale électrique, cargo long courrier), cette solution ne convient pas dans le cas de locomotives, de caboteurs ... ; il faut alors adopter le stabilisateur à pression élevée, à réglage automatique commandé par une pression matelas prélevée à une position donnée de la course, pression réduite à la valeur de la pression prélevée initiale par une fuite intervenant à partir du P. M. E. initial. Ainsi, lorsque pour une pression de marche (donc une pression carter) donnée le P. M. E. augmente, la pression prélevée matelas diminue du fait de l'accroissement du temps de fuite et le stabilisateur est placé en position "remplissage matelas".

Quel que soit le mode de prélèvement de la pression et la loi en découlant, ces stabilisateurs n'assurent leurs fonctions qu'avec un certain délai. En effet :

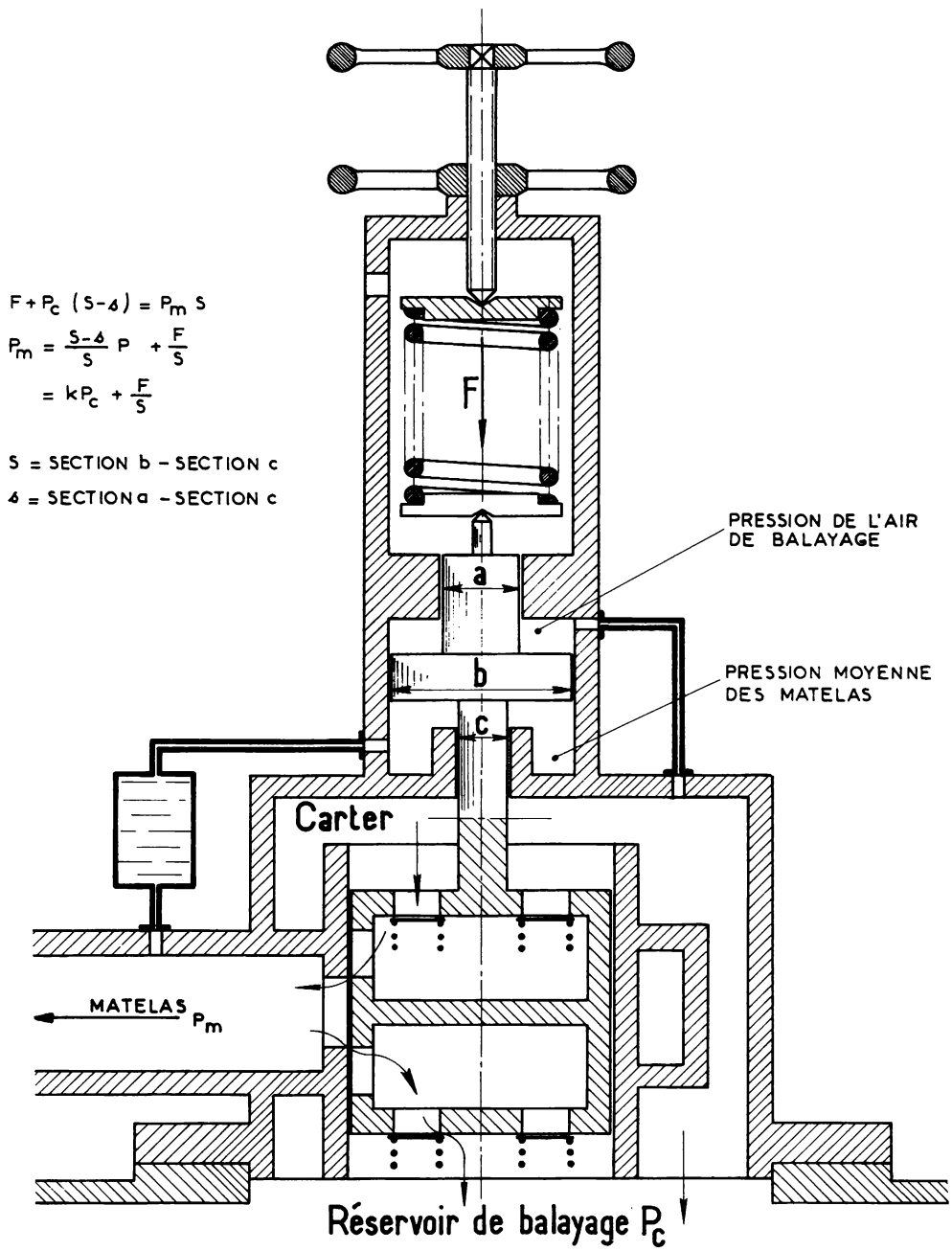


Fig. XIX. 24. - Schéma d'un stabilisateur.

D'une part le réglage de l'énergie matelas est fonction de la sensibilité du stabilisateur ;

D'autre part la compression de l'air ayant lieu à la fin du temps retour, toute variation de charge ne peut provoquer de modification de la pression matelas qu'à partir du battement suivant.

La machine à compression durant le temps retour va donc supporter un changement de régime avec une pression matelas ajustée avec retard. Si le gradient de changement de régime est trop important :

Ou bien, en cas de gradient > 0, les équipements viendront toucher les culasses et la machine s'arrêtera sous l'effet du fonctionnement du dispositif de sécurité ;

Ou bien, en cas de gradient < 0, les pistons ne découvriront pas les lumières et la machine s'arrêtera d'elle-même.

La variation par cycle de la quantité de combustible introduit doit donc être asservie à la pression carter. Notons que, en réalité, les variations de régime autorisées sont considérables et que la machine est incontestablement nerveuse.

Mais une condition particulière assez difficile à satisfaire se manifeste lors du lancement. Pour effectuer celui-ci on amène les équipages mobiles aux extrémités extérieures et on les lance en envoyant de l'air sous pression dans les matelas ; le stabilisateur doit corriger instantanément durant la fin de course la quantité d'énergie ainsi emmagasinée exceptionnellement de façon telle que la première course motrice soit convenable et, ce faisant, tenir compte des influences provoquées par des facteurs tels que la température de l'air ambiant ou celle de la machine, ce qui peut être délicat.

Les générateurs dont la compression de l'air s'effectue durant la course aller sont moins exigeants dans ce domaine et s'avèrent pratiquement auto-stables. En effet la compression de l'air ayant lieu durant la course aller, la modification de l'énergie matelas s'effectue plus tôt, la course retour est influencée par la course aller et la compression moteur également. Ces générateurs ne requièrent donc pas de stabilisateur : il s'ensuit une simplification d'appareillage mais en contrepartie l'impossibilité de modifier les lois de compression moteur (fig. XIX.25) donc de limiter la pression maximale de combustion, ce qui constitue un handicap.

Les très rapides changements de régime sont autorisés (mais cela n'est pas généralement d'un intérêt majeur) et les sujétions de lancement disparaissent. En adoptant la disposition représentée dans la

$$r = \frac{\text{POIDS D'AIR TOTAL FOURNI PAR LE COMPRESSEUR}}{\text{POIDS D'AIR RESTANT DANS LE CYL. APRÈS FERMETURE DES LUMIÈRES D'ÉCHAPPEMENT}}$$

$$\lambda = \frac{\text{POIDS D'AIR RESTANT DANS LE CYL. APRÈS FERMETURE DES LUMIÈRES D'ÉCHAPPEMENT}}{\text{POIDS D'AIR THÉORIQUEMENT NÉCESSAIRE A LA COMBUSTION (14,15 kg D'AIR POUR 1 kg DE COMBUSTIBLE)}}$$

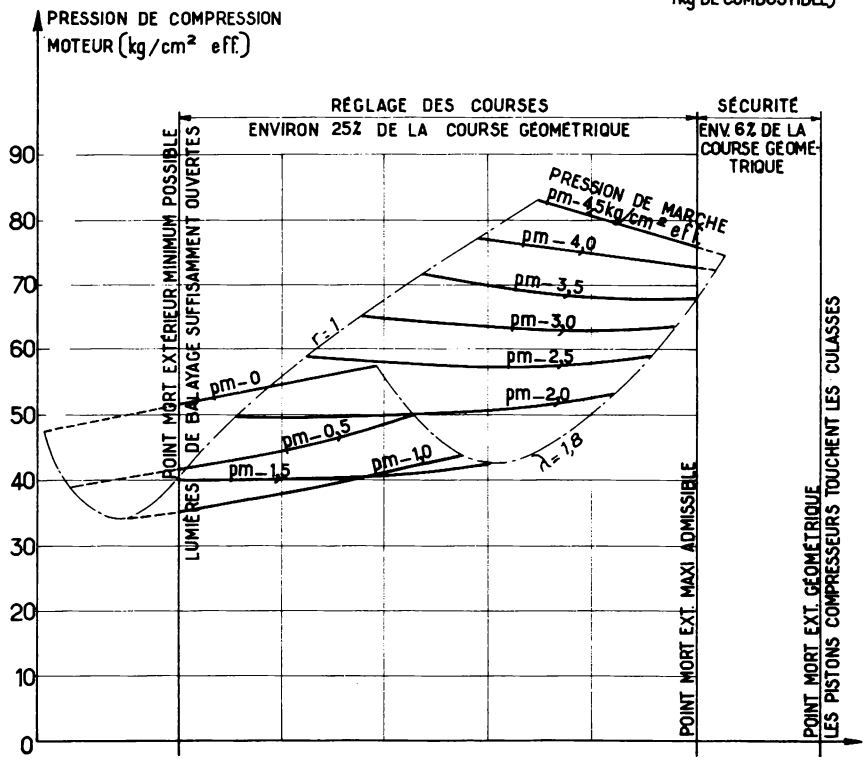


Fig. XIX. 25. - Caractéristiques d'un générateur à compression durant la course motrice (d'après Grosshans, S.I.A. octobre 1961).

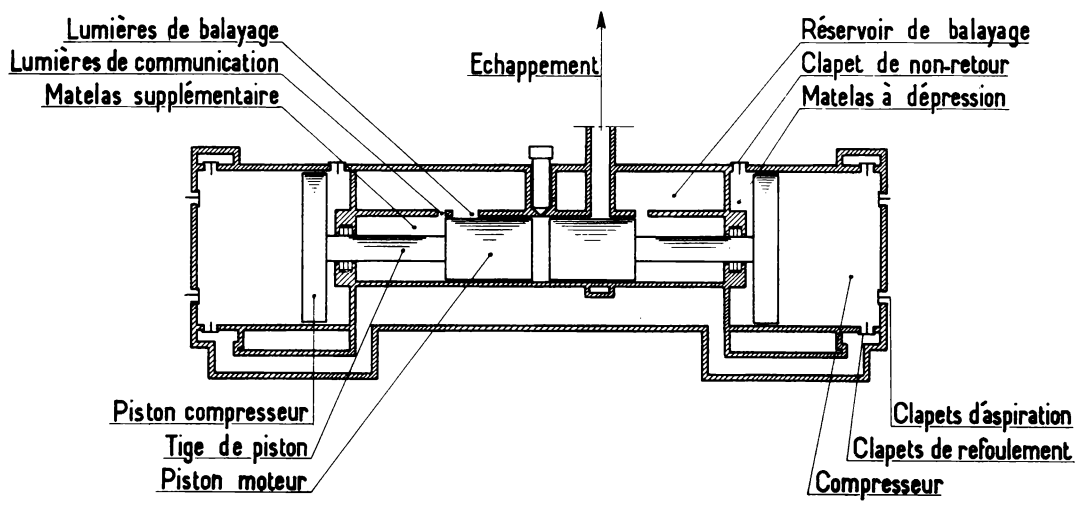


Fig. XIX. 26. - Générateur MAREP (d'après Grosshans, S. I. A. octobre 1961).

figure XIX.26 les communications entre carter et matelas à pression s'opèrent très simplement par des lumières et le poids des équipages mobiles est équivalent à celui de la disposition 2 de la figure XIX.5 ; l'ensemble reste néanmoins plus volumineux que dans ce dernier cas du fait des tuyauteries entre compresseur et carter.

d) Performances d'ensemble d'un générateur à pistons libres et d'une turbine

Un générateur à pistons libres est une machine Diesel qui, alimentée avec un combustible d'un pouvoir calorifique donné, transforme une certaine quantité d'air atmosphérique en une certaine quantité de gaz chauds sous pression, lesquels sont destinés à actionner une turbine généralement à ouverture constante.

Puissance "gaz" développée dans le générateur (fig. XIX.27)

On a :

$$(\bar{\omega}_c \cdot H) - Q_r = \bar{\omega}_a \cdot C_p (\theta_e - \theta_a) \qquad (1)$$

C_p étant la chaleur moyenne spécifique à pression constante des gaz entre θ_e et θ_a.

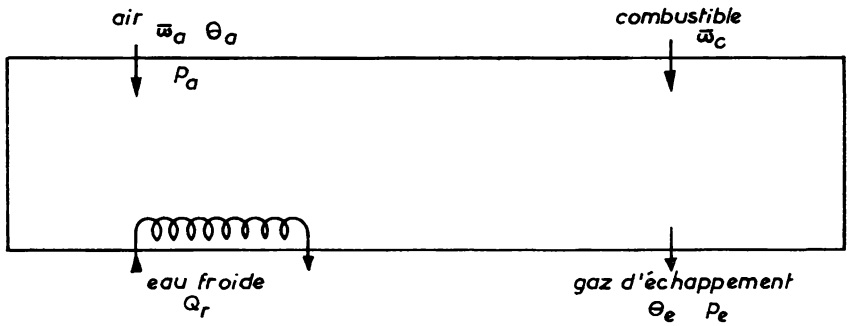
Plus faible est la quantité Q_r de chaleur transmise à l'eau, plus importante est la quantité $(\bar{\omega}_c \cdot H)$ d'énergie transmise aux gaz; soit χ_1 cette proposition, voisine en pratique de 0,8, on a :

$$\bar{\omega}_a \cdot C_p (\theta_e - \theta_a) = \chi_1 \bar{\omega}_c \cdot H$$

$$(\theta_e - \theta_a) = \frac{\bar{\omega}_c}{\bar{\omega}_a} \cdot \chi_1 \frac{H}{C_p} \qquad (2)$$

En réalité θ_e et χ_1 sont liés puisque, si l'on diminue le refroidissement Q_r, θ_e croît. A χ_1 donné l'augmentation $(\theta_e - \theta_a)$ est donc proportionnelle au rapport $\frac{\bar{\omega}_c}{\bar{\omega}_a} = \frac{\text{poids de combustible}}{\text{poids d'air}}$, dans la mesure où la combustion est complète. Pour estimer $(\theta_e - \theta_a)$ il faut donc déterminer $\frac{\bar{\omega}_c}{\bar{\omega}_a}$: pour ce faire, on utilise le fait que le travail $\mathcal{E}_c$ absorbé par le compresseur est, par définition même du générateur, égal au travail $\mathcal{E}_D$ produit par le diesel, multiplié par le rendement mécanique η_m, tenant compte des frottements et des pertes, en particulier dans le matelas :

$$\mathcal{E}_c = \mathcal{E}_D \cdot \eta_m$$



$\left.\begin{matrix}\varpi_a \\ \varpi_c\end{matrix}\right\}$ débits en kg/s $\left\{\begin{matrix}\text{d'air d'admission} \\ \text{de combustible}\end{matrix}\right.$

$\left.\begin{matrix}\theta_a \\ \theta_e\end{matrix}\right\}$ température Celsius $\left\{\begin{matrix}\text{de l'air d'admission} \\ \text{des gaz d'échappement}\end{matrix}\right.$

$\left.\begin{matrix}P_a \\ P_e\end{matrix}\right\}$ pression absolue en kg/cm^2 $\left\{\begin{matrix}\text{de l'air d'admission} \\ \text{des gaz d'échappement}\end{matrix}\right.$

H pouvoir calorifique du combustible

Q_r quantité de chaleur transmise à l'eau par seconde.

Fig. XIX. 27. - Bilan énergétique d'un générateur.

Si par ailleurs η_c est le rendement isotherme du compresseur, ε_c le rapport $\dfrac{\text{pression fournie par le compresseur}}{\text{pression atmosphérique}}$ $\dfrac{P_c}{P_a}$, rapport que nous pouvons considérer égal au rapport de compression volumétrique si les pertes, en particulier les pertes par les clapets, sont faibles, on a :

$$\mathfrak{C}_c = \frac{\varpi_a \cdot R \cdot \Theta_a}{\eta_c} \cdot \log_e \varepsilon_c$$

Enfin si η_{i_D} est le rendement thermique indiqué par le diesel on a:

$$\mathfrak{C}_D = \varpi_c \cdot H \cdot J \cdot \eta_{i_D}$$

avec J = 425 kgm. Il s'ensuit que :

$$\frac{\varpi_c}{\varpi_a} = \frac{\mathfrak{C}_D}{\eta_{i_D} \cdot J \cdot H} : \frac{\mathfrak{C}_c \cdot \eta_c}{R \cdot \Theta_a \log_e \varepsilon_c} = \frac{R \cdot \Theta_a \log_e \varepsilon_c}{\eta_e \cdot \eta_{i_D} \cdot \eta_m \cdot J \cdot H} \quad (3)$$

Le rapport entre le poids de combustible introduit dans le cylindre diesel et le poids d'air introduit dans le cylindre compresseur est donc :

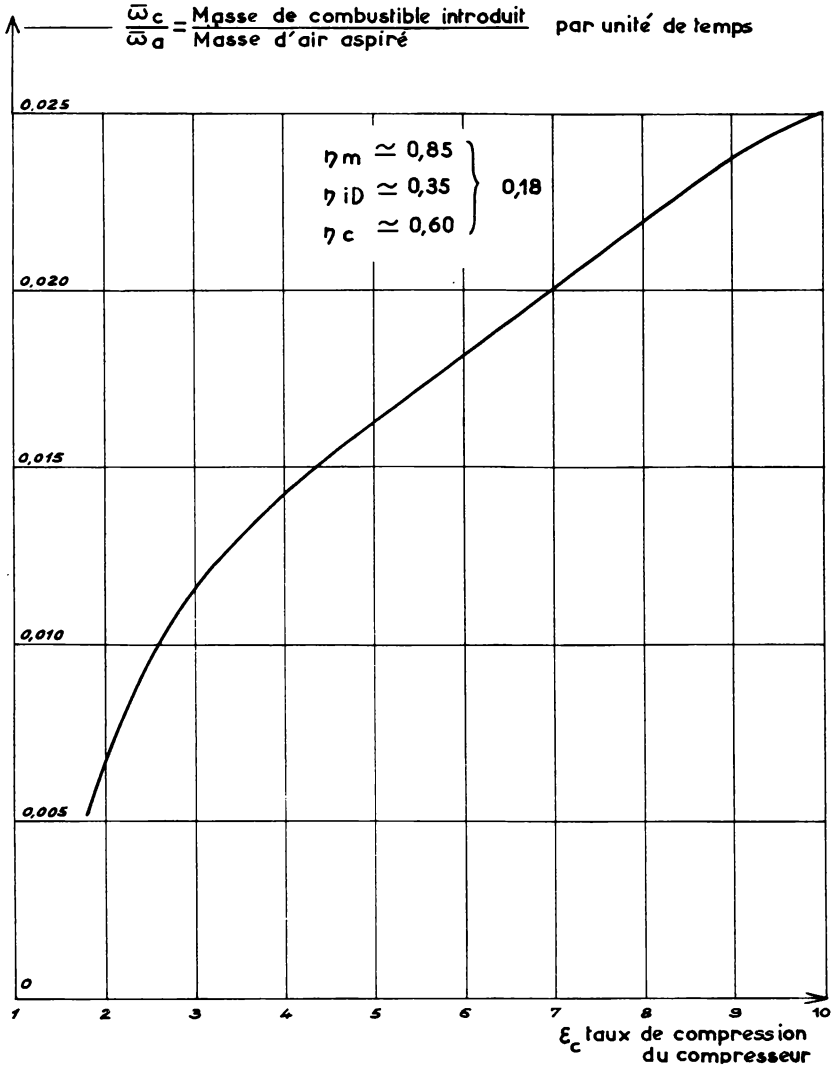


Fig. XIX. 28. - Variation du rapport $\frac{\bar{\omega}c}{\bar{\omega}a}$ en fonction du taux de compression de l'air (d'après Engineering, 29 novembre 1957).

- Proportionnel à la température absolue (à la densité) de l'air admis au log. du taux de compression du compresseur (fig. XIX.28) ;
- Inversement proportionnel au pouvoir calorifique du combustible.

Notons que la pression dc marche p_e est également fonction du taux de compression ε_c et que, si χ_2 est un coefficient (<1) tenant compte des fuites aux clapets, on peut écrire :

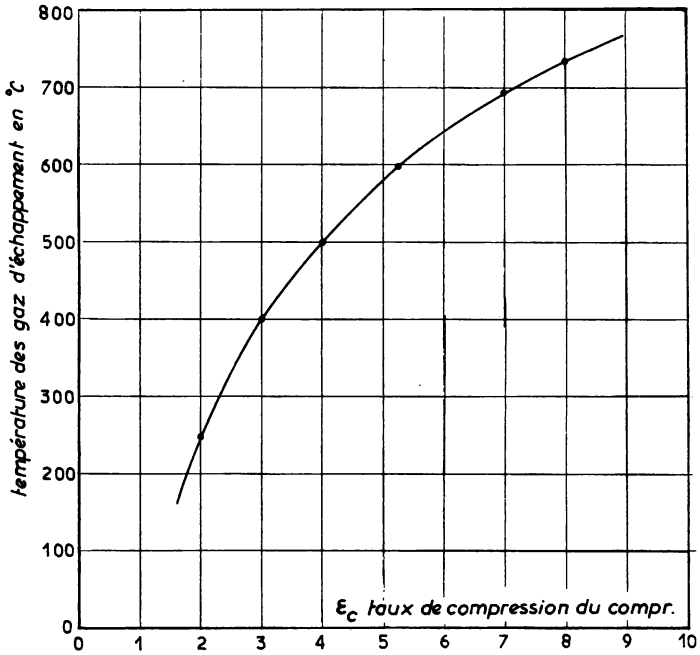


Fig. XIX. 29 a. - Température d'échappement en fonction du taux de compression d'air (d'après Engineering, 29 novembre 1957).

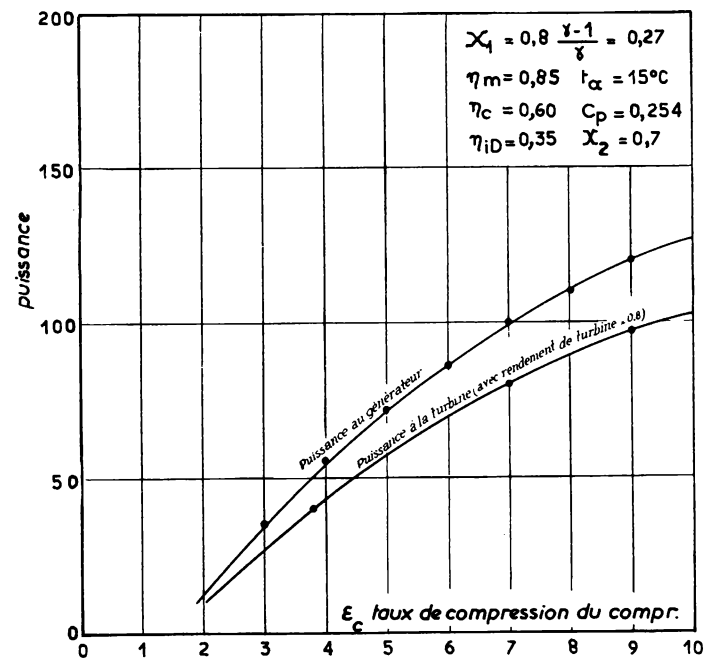


Fig. XIX. 29 b. - Puissance spécifique en ch/kg d'air/s.

$$p_e = \chi_2 \cdot \varepsilon_c \cdot p_a$$

De (2) et (3) nous déduisons :

$$\theta_e - \theta_a = \frac{\chi_1}{\eta_c \cdot \eta_{iD} \cdot \eta_m} \cdot \frac{R}{J \cdot C_p} \cdot \Theta_a \cdot \log_e \varepsilon_c$$

et puisque :

$$\frac{R}{J \cdot C_p} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = C^{te}$$

$$\theta_e - \theta_a = \chi \cdot \Theta_a \cdot \log_e \varepsilon_c \qquad (4)$$

La température des gaz d'échappement est donc fonction :

- Du rapport ε_c de compression volumétrique du compresseur, c'est-à-dire de la pression carter, donc de la pression de marche (fig. XIX.29);
- Du rapport $\frac{\bar{\omega}_c}{\bar{\omega}_a}$.

Les deux paramètres θ_e et p_e du fonctionnement de la turbine sont donc liés et tous deux tributaires de la course de l'attelage mobile, c'est-à-dire des deux facteurs λ et r, sauf lorsque le générateur fonctionne avec recirculation.

Puissance développée dans la turbine

Supposons que les gaz d'échappement connaissent dans la turbine une détente, adiabatique et sans perte de frottement, de la pression p_e jusqu'à la pression atmosphérique p_o.

La puissance développée dans la turbine est :

$$\mathcal{P} = \bar{\omega}_a \cdot J \cdot C_p \cdot \Theta_e \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_e} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right] \qquad (5)$$

Compte tenu de ce que :

- d'une part :

$$\Theta_e = \Theta_a (1 + \chi \log_e \varepsilon_c)$$

- d'autre part :

$$\frac{p_e}{p_o} = \frac{p_e}{p_a} = \chi_2 \cdot \varepsilon_c$$

on arrive à une puissance qui, en fonction du rapport de compression volumétrique ε_c du compresseur, c'est-à-dire à peu près de la pression carter, est de la forme indiquée sur la figure XIX.29.

Rendement global

Le rendement énergétique global est le rapport entre le travail recueilli sur l'arbre de la turbine et le travail que l'on aurait recueilli de la combustion complète et à pression constante du combustible introduit :

$$\eta = \frac{\mathcal{P}_{\text{utile}}}{\bar{\omega}_c \cdot J \cdot H}$$

Les relations qui précèdent donnent :

$$\eta = \chi_1 \left(1 + \frac{1}{\chi \log_e \varepsilon_c}\right)\left[1 - \left(\frac{1}{\chi_2 \varepsilon_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \eta_{\text{turbine}} \qquad (6)$$

Le rendement global de l'ensemble constitué par un générateur à pistons libres et une turbine se présente donc, au total, sous une forme homologue à celle d'un moteur thermique alternatif classique, à savoir :

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^h$$

ε étant le rapport de compression volumétrique donc, à peu de chose près, la pression de marche
h étant une constante empirique.

Mais soulignons que toute anomalie de fonctionnement (une mauvaise combustion par exemple) qui ferait tomber de 10 % le rendement d'un moteur Diesel ne provoque qu'une diminution de l'ordre de 3 à 4 % du rendement du groupe (générateur - turbine).

Rappelons que :

1. χ_1 et χ_2 sont des valeurs empiriques dépendant du type et de l'état du générateur ;
2. χ est fonction de η_{iD}, rendement thermique indiqué de la partie diesel du générateur.

Le rendement η_{iD} ne pouvant évidemment varier dans de grandes proportions, il s'ensuit que le principal paramètre du rendement thermique global est, derechef, le rapport ε_c de compression volumétrique de la partie compresseur du générateur.

On peut voir sur la figure XIX.30 a les variations de η pour trois valeurs de η_{iD} ; on y constate que :

- L'obtention d'un bon rendement global exige un rapport ε_c au moins égal à 3 ;
- Une variation assez considérable de η_{iD} de 0,45 à 0,35 ne modifie η que de 0,38 à 0,35 lorsque ε_c est de 5.

Au total le rendement énergétique de l'ensemble est, au plein régime, parmi les plus élevés que connaissent les moteurs thermiques.

Ce rendement :

Augmente proportionnellement au rendement adiabatique de la turbine ;

Diminue proportionnellement à l'accroissement des pertes calorifiques dans le générateur (fig. XIX.30 b). Pour toute variation de l'énergie Q_r prélevée par l'eau de refroidissement (et par radiation) les variations de la température à l'échappement et du rendement du générateur sont dans le même sens : toute diminution du refroidissement augmente tant le rendement que la température d'échappement.

Augmente lorsque la pression de marche augmente ;

Diminue lorsque, à pression de marche donnée, la température des gaz augmente. Pour toute variation de perte de charge dans les clapets ou dans les lumières, de perte dans le compresseur, de rendement mécanique de la machine Diesel, les variations du rendement global et des températures d'échappement sont en sens contraire. Donc dans les cas ci-dessus pour augmenter le rendement il faut abaisser les températures d'échappement.

Nous avons mentionné au passage l'influence des pertes dans le matelas sur le rendement mécanique η_m du générateur ; ce rendement varie de 0,75 à 0,95. Précisons que ce rendement du matelas, fonction des pertes thermiques par les parois, diminue lorsque croît son rapport de compression (donc la course des équipages mobiles) et augmente lorsque, à course égale, croît la vitesse moyenne des équipages mobiles laquelle est, toutes choses égales par ailleurs, de 10 à 15% plus élevée dans la disposition "compression vers l'intérieur" que dans

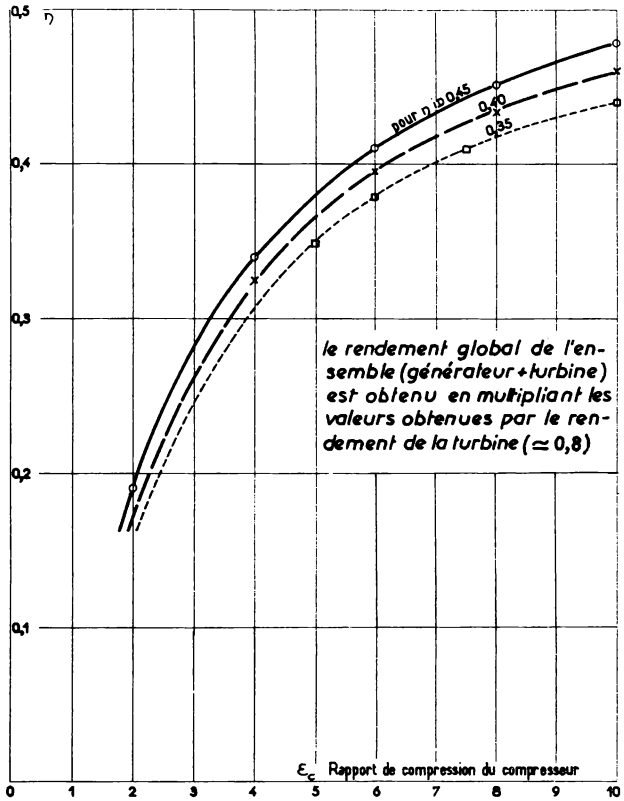


Fig. XIX. 30 a. - Rendement global d'un générateur à pistons libres en fonction du rapport de compression du compresseur et du rendement thermique indiqué du cycle diesel (d'après Engineering, 29 novembre 1957).

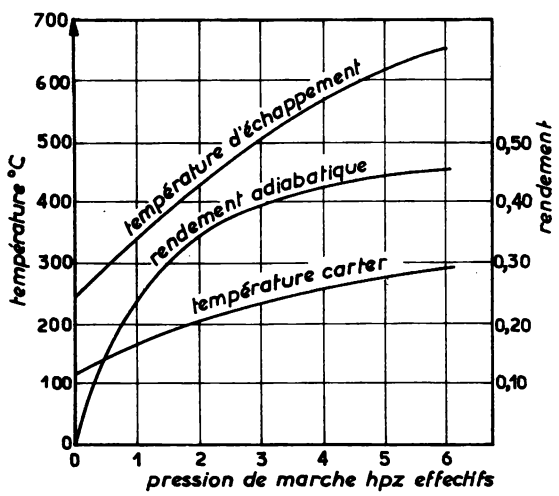


Fig. XIX. 30 b. - Variation du rendement et des températures en fonction de la pression de marche (d'après Peillon, ATMA 1949).

l'autre ; en revanche, l'incidence de l'abaissement de 1% du rendement matelas introduit une chute de 2 à 3, 5% du rendement mécanique du générateur à compression vers l'intérieur et de 1 à 2, 5% seulement dans la disposition compression vers l'extérieur.

e) Augmentation de la puissance spécifique

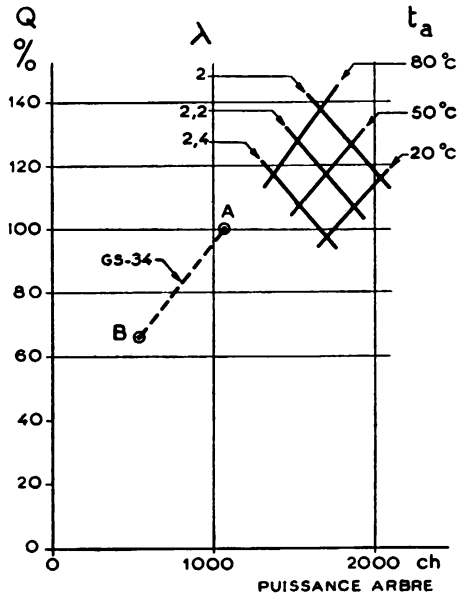
α) Suralimentation

Si l'on fournit de l'air préalablement comprimé et froid à l'admission du compresseur volumétrique d'un générateur à pistons libres on peut augmenter l'énergie contenue dans les gaz qu'il fournit par unité de temps. Le refroidissement de cet air s'avère utile en première analyse pour éviter l'inflammation spontanée des particules d'huile se trouvant dans le carter.

Cette suralimentation apparaît particulièrement séduisante car la possibilité, offerte par l'indépendance des pistons, de faire varier les pressions en fin de compression permet de limiter les contraintes mécaniques nées de la combustion. En réalité, la situation s'avère moins féconde du fait que si les pistons généreusement refroidis sont pratiquement exempts - à régime continu tout au moins - de graves contraintes d'origine thermique, l'anneau central en revanche peut y devenir vulnérable. La figure XIX.31 illustre qu'il est cependant possible de limiter l'augmentation des charges thermiques. En abaissant la pression de compression moteur on pourrait réduire encore ces charges thermiques mais cet avantage, acquis au prix d'une diminution de l'importance de la combustion à volume constant, entraînerait :

1. - Une augmentation des températures d'échappement. Si, avec des pressions de marche de 8 hpz, on abaisse jusqu'à 70 hpz la pression en fin de compression (fig. XIX. 32) pour ne pas obérer les charges thermiques, la température des gaz d'échappement s'élève jusqu'à 600°C malgré un abaissement à 40°C de l'air admis à 2 hpz. Rappelons que cette température de 600°C ne doit pas être dépassée si l'on désire utiliser des combustibles de qualité inférieure sans faire appel à des turbines à ailettes en acier hautement allié. On note par ailleurs que toute diminution de la pression de compression entraîne :

2. - Une diminution du rendement donc de la puissance escomptée (fig. XIX.32). A vrai dire ces chutes sont faibles ; d'ailleurs l'abaissement des contraintes mécaniques qu'elles entraînent peut permettre d'alléger les équipages mobiles et d'accélérer, ipso facto, les battements, donc de tendre à rétablir l'énergie fournie par unité de temps ; la vitesse



Q charge thermique relative (100 % = pleine charge du générateur GS 34 non suralimenté)

t_a température de l'air à l'entrée du cylindre compresseur

λ rapport d'excès d'air de combustion

A, B charge thermique relative du GS 34 non suralimenté à 100 % et 50 % de sa puissance.

N.B.- La température des gaz d'échappement, de 440°C pour les conditions du point A, monte à 549°C pour le fonctionnement en suralimenté ; si la compression moteur était limitée à 35 hpz cette température atteindrait 670°C.

Fig. XIX. 31. - Charge thermique relative en fonction de la puissance sur arbre turbine d'un générateur GS 34 suralimenté à 2 hpz avec pression de compression 70 hpz (d'après Huber, CIMAC 1959).

p_c pression de compression moteur

Q charge thermique relative

t_{gaz} température des gaz à la sortie du générateur

N puissance sur arbre turbine

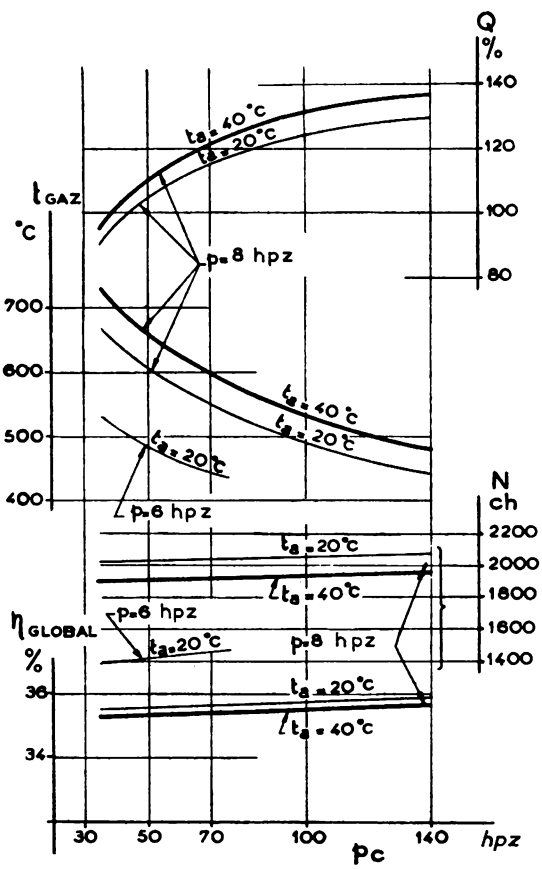
η_{global} rendement sur arbre turbine

t_a température à l'entrée du générateur

p pression absolue des gaz.

N. B. - En passant de 8 à 6 hpz, on diminue nettement la température des gaz, mais cet avantage est payé très cher en puissance.

Fig. XIX. 32. - Diagramme montrant l'influence de la pression de compression moteur sur la température des gaz, la charge thermique relative, la puissance et le rendement (d'après Huber, CIMAC 1959).

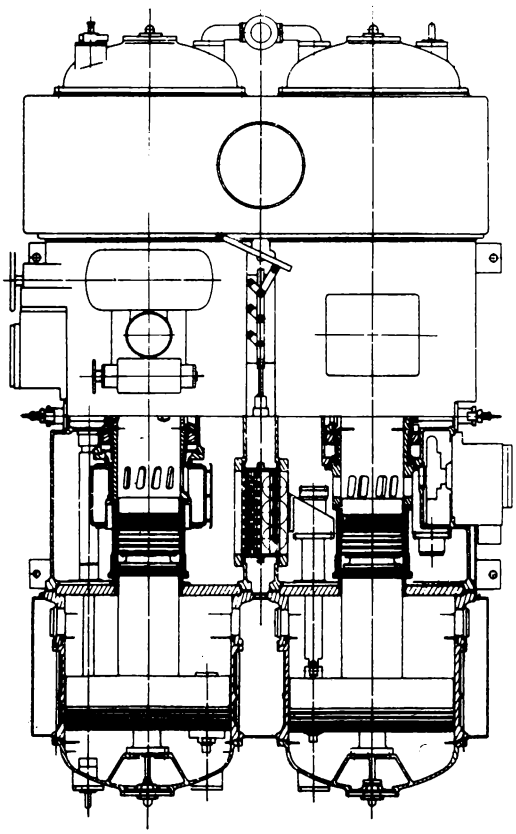


moyenne des pistons est malheureusement limitée alors par les pertes dans les clapets, déjà augmentées du fait de la suralimentation.

Le tableau ci-dessous permet une comparaison assez complète des conditions de fonctionnement d'un générateur Sigma GS 34 non suralimenté A et suralimenté suivant 2 conditions (B et C) différentes.

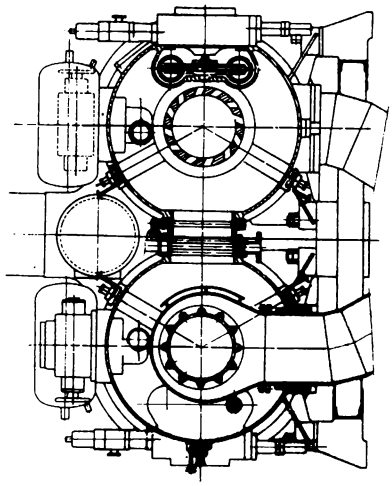
Fonctionnement		A	B	C
Pression air à l'entrée	hpz	1	2	2
Temp. air à l'entrée	°C	20	20	20
Temp. air carter	°C	200	200	200
Pression de marche	hpz	4	8	8
Poids d'air de combustion	kg	0, 148	0, 297	0, 297
Nombre de battements	mn^{-1}	570	570	570
P. M. I.	mm	30	53, 5	30
P. M. E.	mm	480	480	480
Course effective	mm	450	426, 5	450
Pression de compression	hpz	70	70	140
Pression de combustion	hpz	108	117	216
Débit de gaz	kg/s	3, 92	6, 3	7, 85
Taux de balayage		2, 6	2, 085	2, 6
λ corrigé		2	2, 09	2, 075
Température gaz	°C	440	550	440
Puissance gaz	ch	1 260	3 190	3480
Puissance absorbée par T. S.	ch	0	838	1045
Puissance disponible entrée turbine	ch	1 260	2352	2435
Puissance au litre de cylindrée	ch	13	24, 4	25, 2
Consommation	kg/h	188	361	364
Consommation spécif.	g/ch/h	175	180	176
Rendement global		35, 95	35, 1	35, 8
Charges thermiques en %		100	115, 8	129, 5

La turbosoufflante de suralimentation peut être placée soit en parallèle, soit en série avec la turbine motrice ; dans ce dernier cas elle peut être placée soit à l'amont soit à l'aval de celle-ci. L'emplacement amont offre des avantages ; en effet cette disposition permet de refroidir les gaz avant leur entrée dans la turbine motrice et de ne recourir à des ailettages onéreux que pour la seule turbosoufflante.



Cotes d'encombrement hors tout

longueur : 4,250 m
largeur : 2,480 m
hauteur : 1,400 m



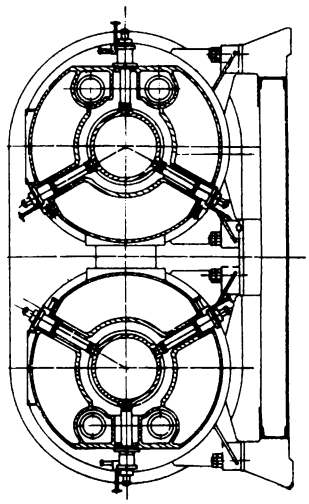


Fig. XIX. 33. - Générateurs GS 34 jumelés.

Par ailleurs, plusieurs générateurs alimentent fréquemment une seule turbine motrice au travers d'une capacité tampon amortissant les déphasages entre générateur. L'adoption de la suralimentation peut provoquer des problèmes supplémentaires dans ce domaine, plus ou moins aigus suivant l'emplacement choisi pour la turbosoufflante ; précisons que la suralimentation de générateurs jumelés se présente, de ce fait, sous un jour plus favorable.

Soulignons enfin que le gain de poids par cheval obtenu par cette suralimentation s'avère moins important que dans le cas du moteur Diesel du fait de l'absence de bielles, vilebrequin, volant ...

Au total la suralimentation permet de doubler la puissance fournie par un générateur à pistons libres sans que soient sérieusement dépassées les contraintes thermiques d'un générateur non suralimenté. Mais le bilan économique de l'opération doit être soigneusement examiné tant en ce qui concerne la qualité, donc le prix, du combustible qu'en ce qui concerne les investissements lorsque l'on doit adopter une turbine (de suralimentation ou motrice) résistant à la corrosion à haute température.

β) La postcombustion

La puissance adiabatique continue dans les gaz étant proportionnelle à leur température absolue, il paraît séduisant en première analyse d'utiliser tout ou partie de l'excès d'air contenu dans les gaz s'échappant du générateur pour les surchauffer par postcombustion et augmenter ainsi leur puissance dans la mesure où le permet la nature de l'alliage des ailettages de la turbine. Par exemple, soit un générateur fonctionnant à 4 hpz effectifs avec gaz à 833°K ; par surchauffe à 973°K la puissance disponible est accrue de 17 % ; elle le sera de 29 % si l'on peut atteindre 1 073°K.

Mais l'adoption de la postcombustion induit certains mécomptes. En effet le rendement d'une turbine, fonctionnant avec un taux de détente donné, diminue lorsque croît la température des gaz admis ; la postcombustion va donc provoquer une diminution du rendement, d'autant plus sensible d'ailleurs que le taux de détente est plus élevé. On pourrait, toutefois, considérer que ce gain de puissance prime cette perte de rendement si la postcombustion n'entraînait l'achat et l'installation de chambre de combustion relativement onéreuse et encombrante, un supplément du coût de la turbine et une régulation plus compliquée.

On peut conjuguer la postcombustion et la suralimentation : ainsi en acceptant une température de 750°C pour les gaz du GS 34 suralimenté

p pression des gaz

$\mathcal{D}$ poids en kg/s

θ température des gaz

PME position du point mort extérieur en millimètres.

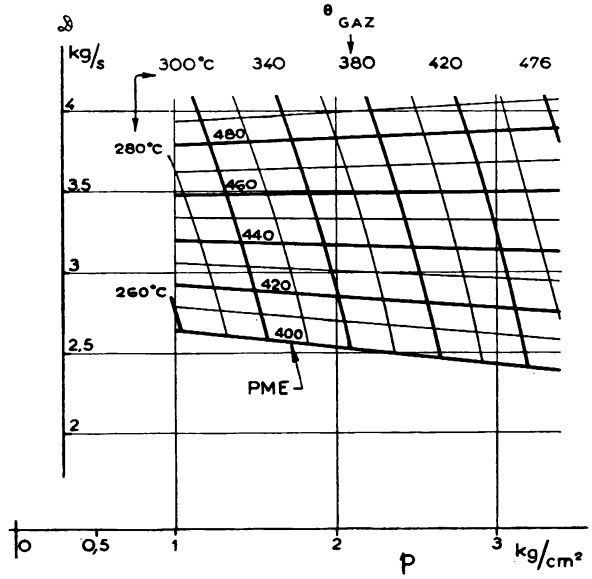


Fig. XIX. 34. - Caractéristiques des gaz d'un générateur GS 34 (d'après Huber, B 10, CIMAC 1959).

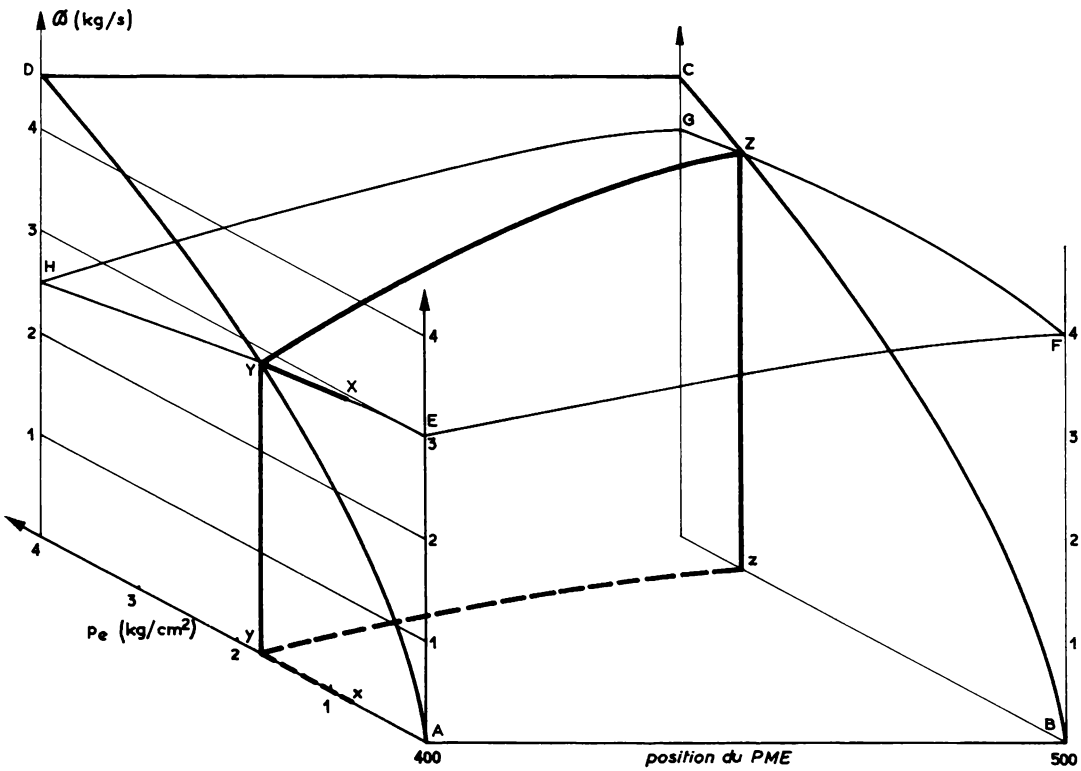


Fig. XIX. 35. - Débit de gaz en fonction de la pression de gaz à l'entrée de la turbine et de la position du P. M. E. (d'après Huber, CIMAC 1957).

selon la formule B ci-dessus on obtient une puissance de 2 700 chevaux. Dans ces conditions :

1. - le rendement de la postcombustion est sensiblement celui du générateur ;
2. - le rapport des puissances est supérieur au rapport des températures absolues car la puissance prélevée pour assurer la suralimentation est restée la même.

γ) Jumelage (fig. XIX. 33)

Le jumelage consiste essentiellement à associer deux générateurs identiques par un carter commun avec une admission et un échappement uniques. Le déphasage de 180° des mouvements des équipages mobiles régularise les débits tant de l'air aspiré que des gaz d'échappement et permet de réduire les volumes des collecteurs.

Le jumelage améliore de quelques pour-cents le rendement global des générateurs à compression vers l'intérieur car l'air refoulé par les compresseurs du cylindre 1 balaye directement le cylindre 2 sans dépenser de l'énergie pour l'introduction dans un carter sous pression puisque lors du refoulement du monocylindre les lumières de balayage et d'échappement sont fermées ; de plus, tout en conservant les avantages des machines à compression vers l'intérieur, on retrouve la stabilité des machines à refoulement vers l'extérieur : en effet la présence d'un déphaseur contrôlant les pressions dans les matelas permet que toute modification, si minime soit-elle, du déphasage entraîne une réduction de la pression matelas des équipages qui sont en avance, donc un ralentissement de ceux-ci ; le décalage est ainsi limité à 1° ; le déphaseur se conduit, au total, comme un vilebrequin pneumatique.

Le jumelage favorise le refroidissement naturel ou provoqué de l'air de balayage et permet, à charge thermique égale, d'augmenter la puissance développée.

En choisissant judicieusement la section et la longueur des tubulures d'admission, on peut obtenir une augmentation de l'amplitude des harmoniques d'ordre 2 des ondes entretenues dans le collecteur d'admission et, en conséquence, une suralimentation (gratuite) de l'ordre de 0,4 kg/cm^2 soit une augmentation de puissance de l'ordre de 30 %.

E. Fonctionnement aux régimes partiels

L'une des conclusions que l'on peut tirer de l'examen des relations 5 et 6 du sous-chapitre D d, ou des figures XIX. 29 et 30, est que le

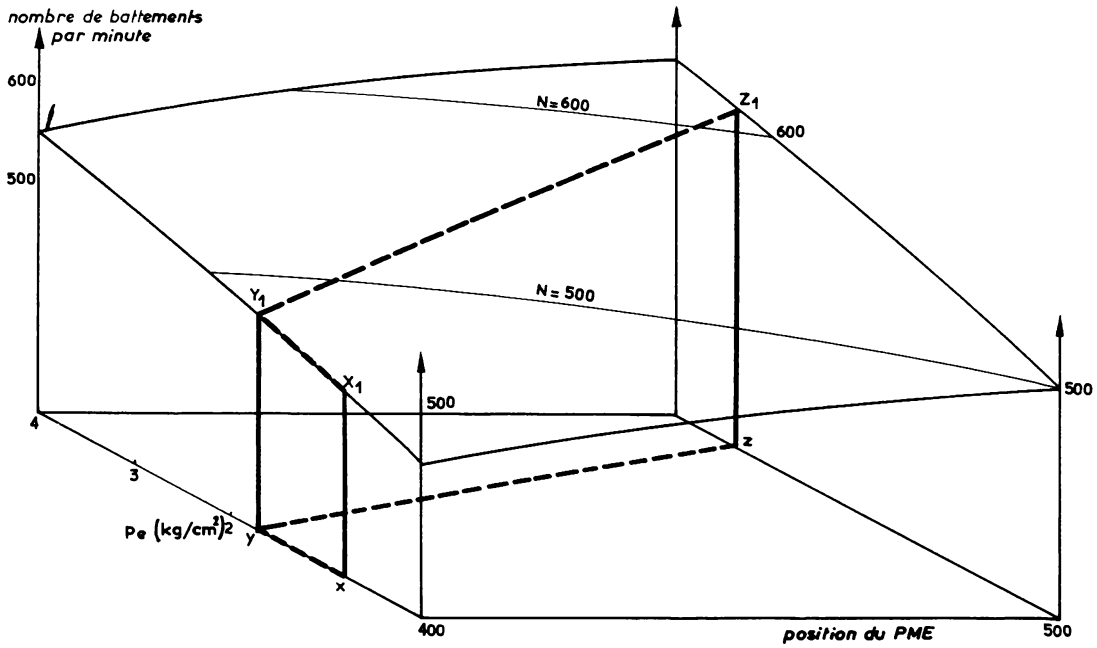


Fig. XIX. 36. - Variation du nombre de battements aux charges partielles.

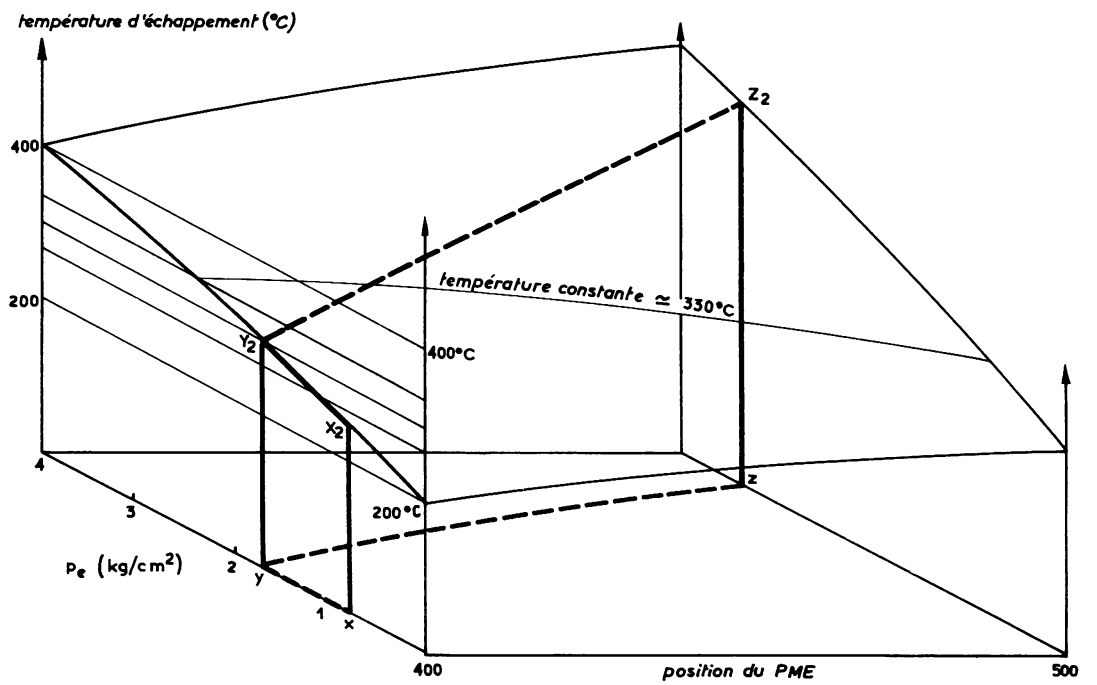


Fig. XIX. 37. - Variation de la température d'échappement aux charges partielles.

rendement global d'un générateur à pistons libres décroît lorsque la puissance demandée décroît et ceci avant même que l'on ne fasse appel à la régulation par le contrôle des gaz admis à la turbine. Dans ce domaine aussi, le générateur se comporte comme un moteur à pistons.

La puissance fournie est contrôlée par la quantité brûlée de combustible. Celle-ci détermine la longueur de la course aller, donc la course d'aspiration d'air, c'est-à-dire la quantité ϖ_a d'air introduit durant le cycle. Tout accroissement de la quantité injectée ϖ_c de combustible doit provoquer une augmentation du niveau de pression de l'air enfermé dans le matelas afin de limiter l'éloignement des P.M.E. Aussi faut-il contrôler ce niveau de pression : ce rôle est dévolu au stabilisateur permettant le transvasement réciproque de l'air du matelas et de l'air du carter de balayage, asservissant donc le niveau de pression matelas à la pression moyenne de balayage, c'est-à-dire pratiquement à la pression de marche. L'énergie emmagasinée dans les matelas durant la course aller constitue l'énergie assurant la course retour des équipages mobiles et contrôle :

1. L'amplitude de la longueur de la course retour donc le rapport ε_c et la quantité d'air refoulé par course dans le carter de balayage ;
2. A position de P.M.E. inchangée, la position du P.M.I. suivant, c'est-à-dire la pression en fin de compression entre les pistons moteurs ;
3. Le nombre de battements par unité de temps, c'est-à-dire le débit d'air par unité de temps.

Au total la quantité de combustible injecté durant un cycle fixe la quantité et la pression de l'air fourni durant le cycle suivant, cycle dont elle contrôle la durée.

Reconsidérons un générateur à pistons libres alimentant une turbine et rappelons que la quantité de gaz qui peut traverser la turbine à ouverture constante dépend de la pression des gaz à l'entrée de ladite turbine, donc détermine, dans une certaine mesure, la position du P.M.E. par le truchement du stabilisateur (fig. XIX. 34) lequel est supposé à pression prélevée.

Représentons donc la variation du débit de gaz sortant du générateur en fonction de ces deux facteurs pression des gaz et position du P.M.E. interdépendants et néanmoins choisis comme paramètres fondamentaux (fig. XIX. 35). La loi se traduit par l'intersection YZ de deux surfaces : la surface A B C D représentant la consommation de la turbine et la surface E F G H représentant le débit intrinsèque du

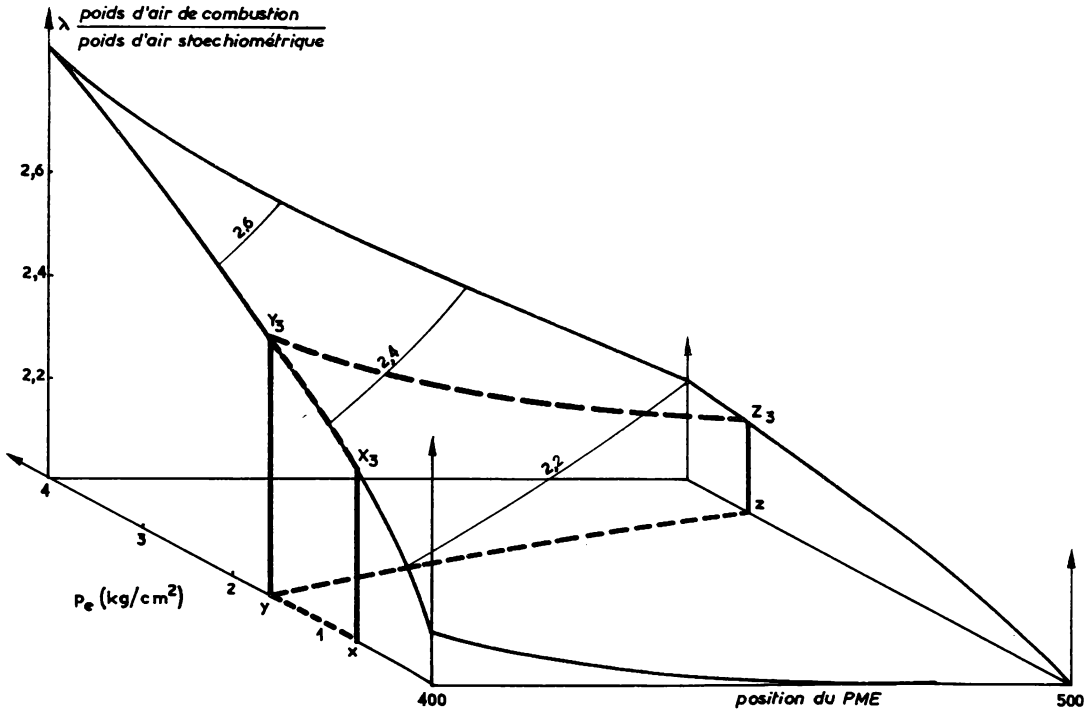


Fig. XIX. 38. - Variation de l'excès d'air aux charges partielles.

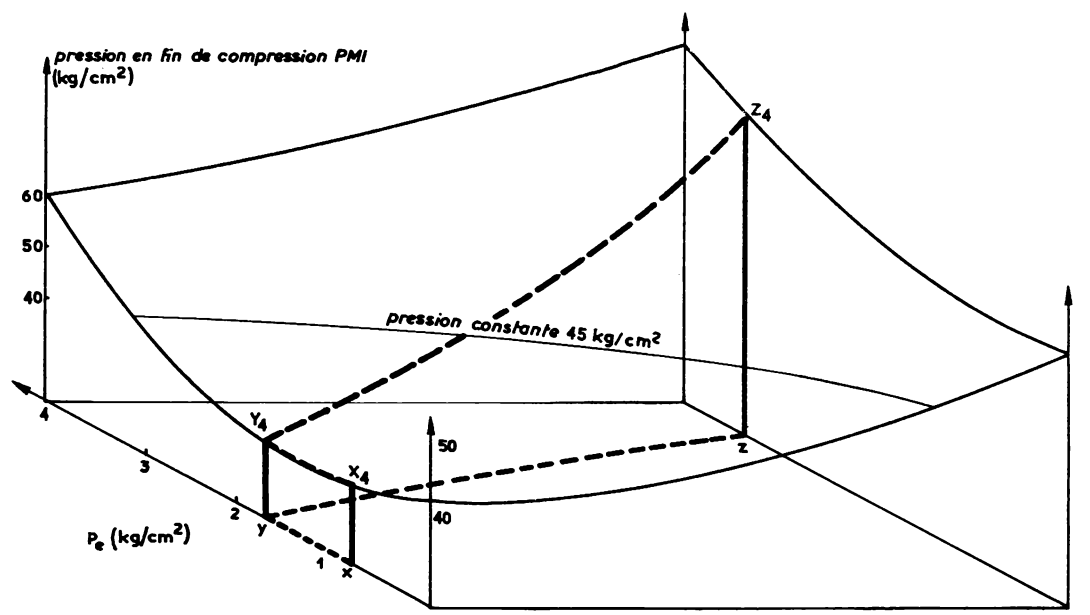


Fig. XIX. 39. - Variation de pression de fin de compression P. M. I. aux charges partielles.

générateur, surface E F G H dont la forme et l'inclinaison varient en fonction de la loi de contrôle de la pression matelas assurée par le stabilisateur. La ligne XY représente la loi donnée par la régulation externe des gaz admis, X correspondant à la marche à vide.

La projection xyz sur le plan des coordonnées fondamentales pour le générateur GS 34 donne une loi d'interdépendance de la pression des gaz en fonction de la position du P. M. E. et permet de construire la loi de variation naturelle que connaît, avec la turbine considérée, toute autre variable telle que :

1. - Nombre de battements par unité de temps (fig. XIX. 36). Ce nombre de battements croît avec la pression de marche (laquelle détermine le niveau de pression d'air matelas liée à la quantité de combustible introduit) mais est pratiquement indépendant de la course. Ceci provient du fait qu'à une pression donnée la vitesse moyenne de piston croît comme la course.

2. - Température des gaz d'échappement (fig. XIX. 37). Celle-ci croît depuis la marche à vide x jusqu'à la pleine charge z.

3. - Rapport $\frac{\text{Poids d'air utilisé pour la combustion}}{\text{Poids d'air stœchiométrique}}$ (fig. XIX. 38). Ce rapport λ caractérisant l'excès d'air est d'au moins 2. Sauf aux très faibles charges où une partie des gaz produits ne peut être utilisée, ce rapport décroît avec la pression.

4. - Pression en fin de compression (fig. XIX. 39). Contrairement à ce qui se passe dans un moteur Diesel 2 temps, cette pression de fin de compression n'est pas proportionnelle à la pression de balayage ; elle est fonction de la quantité d'énergie restituée par l'air des matelas. Aussi est-il possible, dans le cas des générateurs à pistons libres, de fonctionner avec de très grands excès tout en conservant limitées les pressions en fin de compression. Quoi qu'il en soit cette pression en fin de compression croît avec la course et la pression d'échappement.

5. - Puissance contenue dans les gaz (fig. XIX. 40). Cette puissance croît évidemment avec la course et ce d'autant plus que la pression d'échappement est plus élevée. On note qu'une même puissance peut être obtenue avec une grande course et une faible pression d'échappement. Rappelons que la courbe Y_5 Z_5 représente la puissance disponible dans une détente adiabatique prolongée jusqu'à la pression atmosphérique.

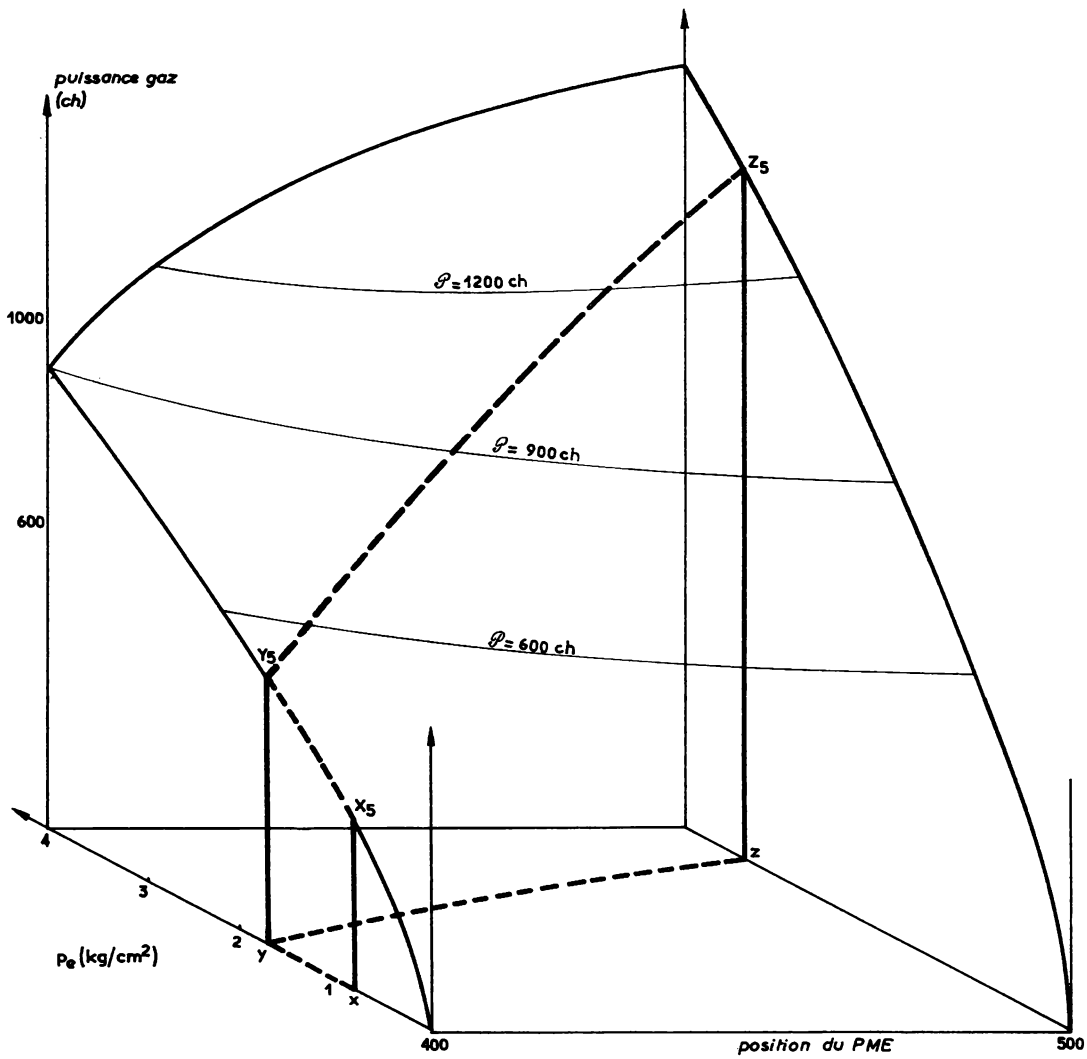


Fig. XIX. 40. - Variation de la puissance "gaz" en fonction de la pression d'échappement et de la course.

Au total, si le fonctionnement d'un moteur Diesel est défini lorsque deux variables indépendantes, le couple et la vitesse de rotation, sont fixées, le fonctionnement d'un générateur à pistons libres n'est défini que lorsque trois variables indépendantes sont fixées, par exemple le niveau de pression de l'air du matelas, la pression de marche et la consommation de combustible.

F. Générateurs semblables

Lorsque la puissance demandée varie dans des proportions considérables et que les faibles puissances doivent être développées durant des périodes de temps importantes, il y a intérêt, pour conserver la souplesse d'exploitation sans nuire outre mesure au bilan de l'installation, à augmenter le nombre des générateurs pour pouvoir utiliser chacun d'eux au voisinage de sa puissance nominale donc de son rendement optimal.

Par exemple pour répondre à la demande maximale de 1 000 chevaux sur l'arbre de la turbine on pourra envisager diverses solutions géométriquement semblables au générateur Sigma GS 34.

Nombre de générateurs	1	2	3	4
Alésage moteur (mm)	340	240	200	170
Alésage compresseur (mm)	900	640	520	450
Course (mm)	2 x 450	2 x 320	2 x 260	2 x 225
Nombre de battements (mn^{-1})	570	806	986	1 140
Vitesse moyenne de piston (m/s^{-1})	8,55	8,55	8,55	8, 55
Poids par générateur (kg)	8 500	2 100	1 250	850

On constate que ces solutions possèdent toutes la même vitesse moyenne de piston laquelle, nous le verrons plus loin, est indépendante de la dimension linéaire.

Pour étudier les applications de la similitude géométrique dans le domaine des générateurs à pistons libres, il importe de conserver les rapports ε_C et ε_D de compression volumétrique du compresseur et du Diesel afin de conserver, pour une même pression de marche, les

performances fondamentales (puissance spécifique, rendement ...) d'un générateur existant qui donne satisfaction.

a) Similitude dans le sens diamétral

Supposons tous les diamètres multipliés par le coefficient ψ_d. La masse de l'équipage et les forces agissant sur cet attelage seront multipliées par $\psi_d{}^2$ et la vitesse de l'attelage ainsi que la cadence des battements resteront inchangés.

Puisque la course est restée la même, le débit des gaz, donc la puissance, varient comme $\psi_d{}^2$.

b) Similitude dans le sens axial

Supposons toutes les valeurs axiales multipliées par ψ_a. La masse de l'attelage est multipliée par ψ_a. Donc M et F de la relation $\frac{1}{2} M u^2 = \int_o^x \vec{F}\, dx$ varient comme ψ_a et u reste inchangé en la même fraction de la course. Le diagramme $\frac{\text{vitesse}}{\text{course}}$ est donc modifié dans le rapport $\frac{1}{\psi_a}$ ainsi que la cadence.

Mais le débit des gaz et la puissance globale φ, étant proportionnels au produit de la course par la cadence φ, restent donc constants ainsi que la vitesse moyenne du piston.

c) Variation de la densité apparente de l'équipement mobile

Une variation du poids à volume global égal de l'équipage mobile modifie la cadence sans affecter la course. Le travail produit par les forces dues aux gaz sur l'équipage en un point quelconque de la courbe reste inchangé, donc Mu^2 reste constant et u varie comme $\frac{1}{\sqrt{M}}$ ainsi que la cadence et la puissance globale. Au total, en partant du dessin du générateur GS 34 les caractéristiques principales varient en respectant les relations suivantes :

$$\mathcal{P}_{(gaz)} = C_1 \sqrt{D^7/\vec{P}}$$

D est le diamètre du piston moteur
$\vec{P}$ est le poids d'un équipage mobile

$$N \text{ (battements par minute)} = C_2 \sqrt{D/\vec{P}}$$

$$U \text{ (mètres/seconde)} = C_3 \sqrt{D^3/\vec{P}}$$

où $C_1 = 4$, $C_2 = 5350$, $C_3 = 19,67$.

Si la similitude géométrique est strictement conservée, P est proportionnel à D^3 et :

$$\mathcal{P}_{(gaz)} = K_1 D^2$$

$$N \ (mn^{-1}) = K_2/D$$

$$U \ (m/s) = K_3$$

avec : $K_1 = 5,72$, $K_2 = 7991$, $K_3 = 8,55$ m/s.

La figure XIX.41 résume la situation.

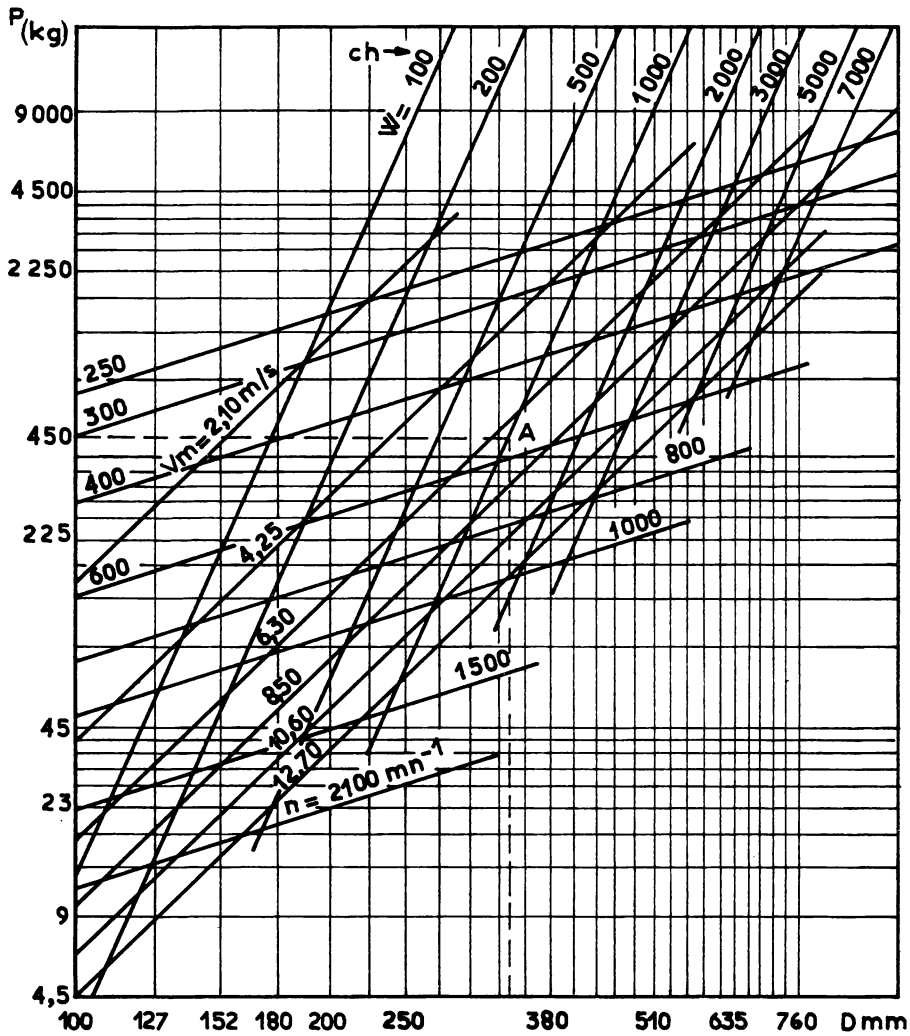
Les charges thermiques et les contraintes mécaniques sont proportionnelles aux alésages ; les contraintes thermiques sont fonction du dessin des parois. Etant donné que dans le GS 34 les contraintes mécaniques sont très inférieures aux contraintes thermiques, il apparaît que la situation générale est favorable à la construction de générateurs d'alésage important. Ainsi avec un alésage moteur de 500 millimètres, en conservant U = 8,55 m/s, on peut concevoir un générateur dont les caractéristiques principales seraient :

Alésage moteur	500 mm
Alésage compresseur	1300 mm
Course à pleine charge	650 mm
Nombre de battements	391 par minute
Vitesse moyenne de piston	8,55 m par seconde
Puissance gaz	2400 chevaux
Longueur totale	6 m
Hauteur	1,90 m
Largeur	1,80 m
Masse	17 t soit 7 kg au cheval

Les progrès récents permettent d'envisager par suralimentation d'obtenir 4000 chevaux soit 4,25 kg au cheval.

Quel que soit l'intérêt de ces projets et de leurs possibilités, il n'en subsiste pas moins que les considérations développées au chapitre I, concernant l'intérêt présenté par les moteurs Diesel de faible alésage, tant au point de vue du chef de fabrication que du point de vue utilisateur, restent entièrement applicables au générateur à pistons libres. Elles se trouvent même renforcées du fait que, dans ce dernier cas :

1. L'augmentation du nombre de cylindres ne soulève pas de



P poids d'un équipage mobile (en kg)
D diamètre du piston moteur (en mm)
W puissance sur l'arbre (en ch)
n nombre de battements par mn
Vm vitesse moyenne du piston (en m/s)
A point caractéristique du GS 34 (1958 - p_e = 3,3 kg/cm²)

Fig. XIX. 41. - Générateurs semblables (d'après Huber, ASME N° 58, GTP 9).

problèmes mécaniques d'équilibrage ni de vibrations au sein de vilebrequins ;

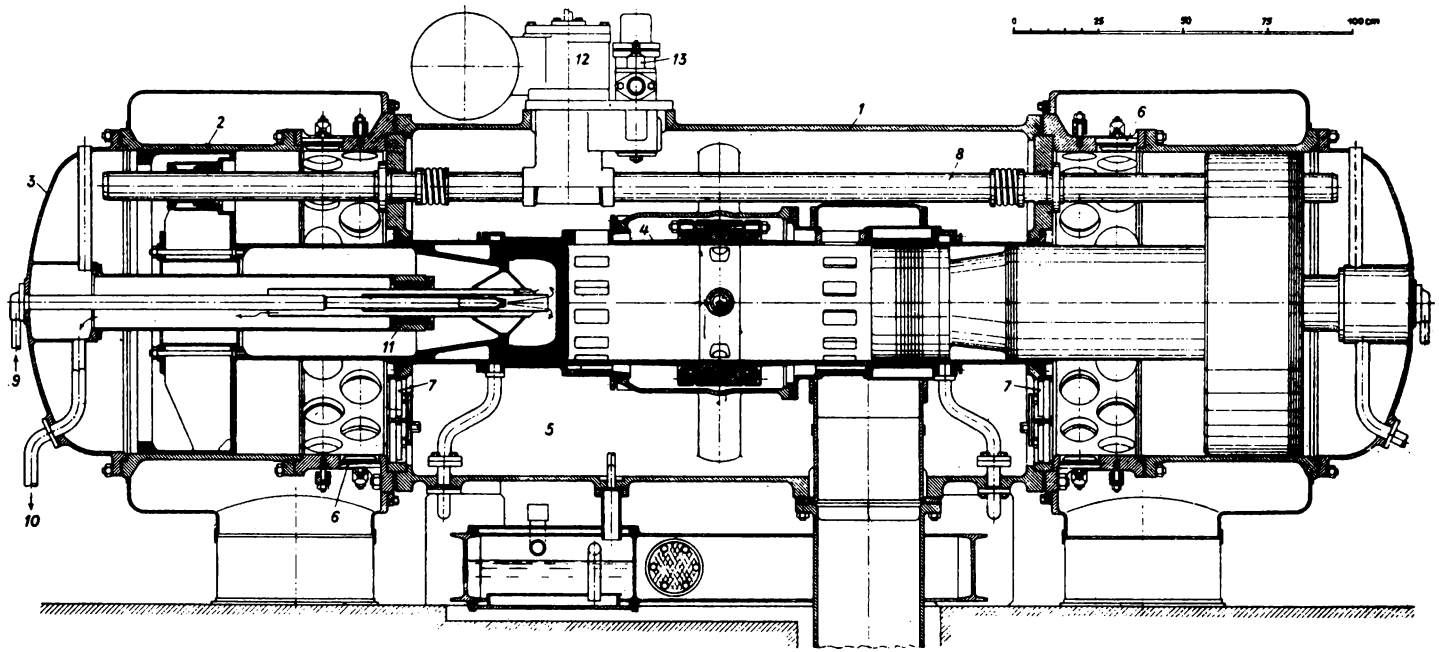
2. La sécurité de marche croît, toujours pour une puissance totale donnée, avec le nombre des générateurs, leurs équipages mobiles étant indépendants, alors que dans le cas du diesel elle diminue lorsque croît le nombre de cylindres associés à une ligne d'arbre.

Dans cette optique d'engins maniables construits en grande série, le jumelage et la suralimentation permettent d'envisager des solutions telles que celle exposée par Huber au CIMAC 59 : en admettant une pression des gaz de 8 hpz absolus et une pression de compression moteur de 53 hpz, il est possible de faire développer 1 000 chevaux sur l'arbre d'une turbine alimentée avec des gaz à 650°C provenant d'un générateur jumelé et suralimenté, dérivé du GS 34, et possédant les caractéristiques suivantes :

Diamètre du piston moteur	180 mm
Diamètre du piston compresseur	470 mm
Course effective	2 x 235 mm
Nombre de battements	1 090 mn^{-1}
Masse de gaz	2, 8 kg/s
Puissance gaz à la sortie du générateur jumelé	1 625 ch
Puissance gaz prise par la turbosoufflante (global : 0, 6)	450 ch
Puissance utile en gaz	1 175 ch
Rendement turbine	0, 85
Puissance sur arbre turbine	1000 ch
Masse du générateur jumelé	1800 kg

Durant les différentes étapes du cycle les pressions et températures des gaz sont les suivantes :

	Pression (hpz)	Température (°C)
Aspiration	1, 0	15
Sortie de la soufflante	2, 0	100
Sortie du refroidisseur	2, 0	40
Carter générateur	8, 4	237
Sortie générateur	8, 0	650
Après turbine de la turbosoufflante	5, 15	575
Sortie turbine principale	1, 0	271



1 Carter
2 Cylindre compresseur
3 Culasse
4 Cylindre moteur
5 Réservoir de l'air de balayage
6 Clapets d'aspiration
7 Clapets de refoulement
8 Tube de guidage
9 Arrivée d'huile de refroidissement
10 Sortie d'huile de refroidissement
11 Presse-étoupe
12 Démarreur
13 Stabilisateur
14 Conduit de gaz d'échappement.

Fig. XIX.42. - Coupe longitudinale par le plan vertical d'un générateur à pistons libres GS 34.

De tels générateurs n'intéressent en fait que ceux des utilisateurs pour lesquels tout gain de puissance par kg et par m^3 est un impératif constant, c'est-à-dire en particulier les transporteurs.

Au point de vue débouché général et compte tenu des positions acquises par le moteur Diesel, il semble que l'alésage limite est celui au-dessous duquel les battements deviennent trop rapides pour que le temps imparti à la combustion ne permette plus de brûler correctement du fuel lourd.

G. Technologie

a) Architecture générale du générateur GS 34 (fig. XIX.42)

La virole en tôle d'acier constituant le carter central cylindrique est close à chaque extrémité par deux plaques supports de clapets de refoulement en acier ; elle comporte deux brides sur chacune desquelles se fixent successivement :

- Un anneau support de clapets d'aspiration
- Un cylindre compresseur
- Une culasse.

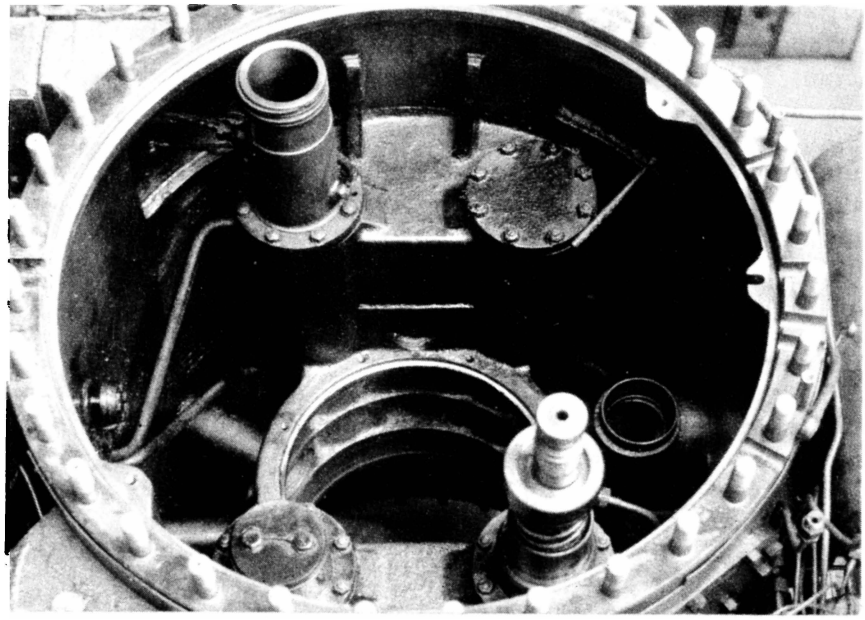
A l'intérieur de la virole (fig. XIX.43) se trouve une pièce en acier moulé recevant le cylindre moteur lui-même en trois parties : sur un anneau central en acier forgé recevant les injecteurs sont fixées deux chemises en fonte dont l'une porte les lumières de balayage et l'autre les lumières d'échappement (fig. XIX.44), les extrémités de ces chemises s'emmanchent dans les plaques supports de clapets de refoulement (fig. XIX.45).

Les pistons moteurs en acier forgé sont refroidis par de l'huile amenée par des tubulures ayant traversé les culasses ; les pistons compresseurs en tôle d'acier doux sont raccordés par jupes aux pistons moteurs ; chaque piston compresseur sépare une capacité côté moteur formant le compresseur proprement dit, d'une capacité côté culasse formant l'accumulateur d'énergie nommé matelas.

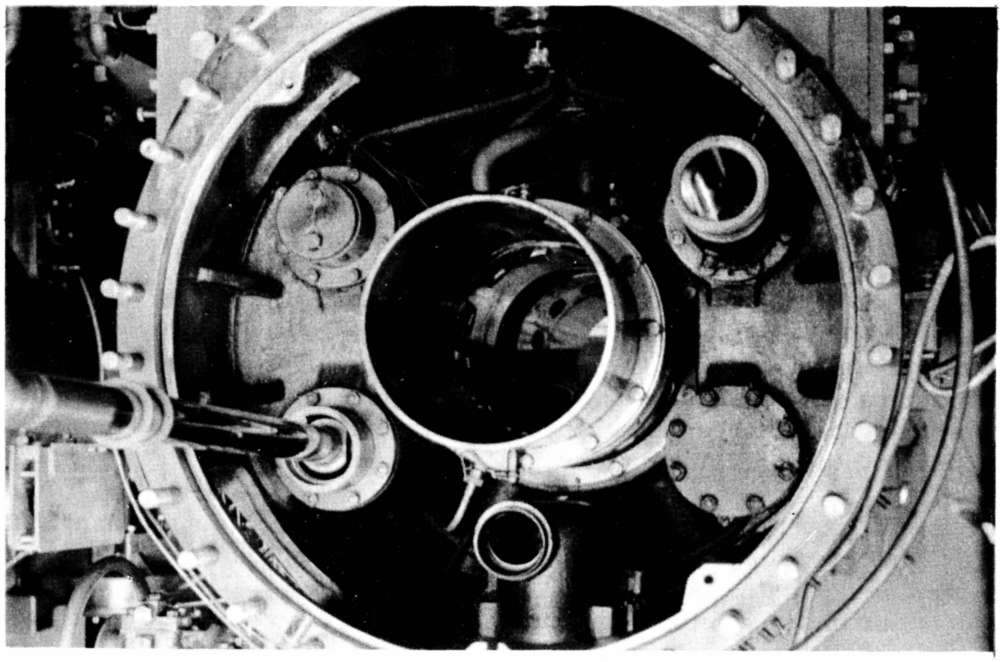
Un tube longitudinal de communication assure à tout instant l'égalité des pressions régnant dans les cylindres matelas.

Sur chaque piston compresseur vient se fixer une des deux tiges du dispositif de synchronisation des équipages mobiles.

Les pistons moteurs (fig. XIX.46) portent des segments d'étanchéité analogues à ceux des pistons des diesels deux temps ; le jeu



a



b

Fig. XIX. 43. - Intérieur de la virole d'un GS 34.

Fig. XIX. 44. - Chemises et lumières d'un GS 34
(d'après Brun, FISITA 1960).

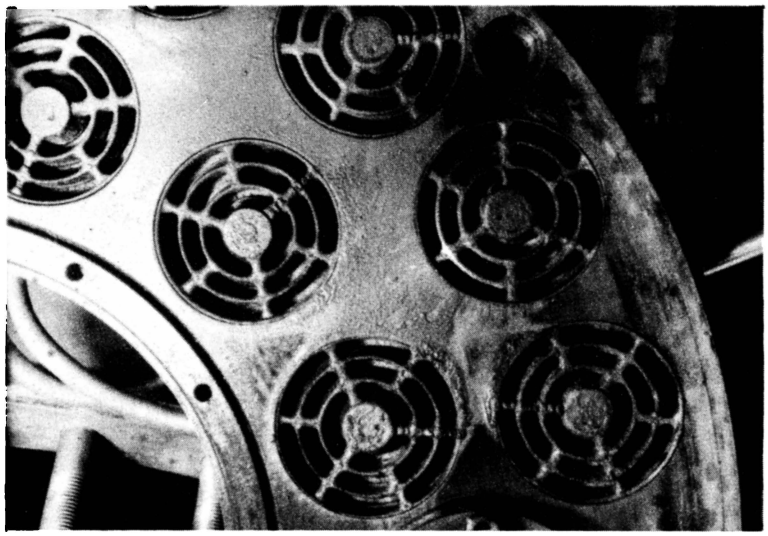


Fig. XIX. 45. - Clapets de refoulement (après 100 heures à 20 % de surcharge avec pétrole brut).

radial entre piston et chemise doit permettre le libre déplacement de l'équipage mobile quelles que soient les conditions thermiques régnant à un instant donné dans le matelas d'une part, dans la chambre de combustion d'autre part ; ce jeu est nettement supérieur à ceux couramment adoptés dans les cylindres Diesel équivalents. Le jeu fonctionnel est, en fait, contrôlé par des bandages en cupro-alliage de frottement, situés tant sur le piston moteur que sur le piston compresseur, qui guident le déplacement de l'équipage mobile dans la chemise.

Dans un bloc accolé au carter sont situés le démarreur (avec sa bouteille de lancement) et le dispositif de réglage de la pression matelas. Ce bloc est relié aux capacités matelas par un tube longitudinal traversant tout le générateur.

Les embiellages de synchronisation placés dans un carter, situé dans le carter central, sont reliés aux pistons compresseurs par des tiges traversant la plaque portant les clapets de refoulement ; l'étanchéité entre le carter d'embiellage et la partie compresseur est assurée par des segments de bronze.

Les pompes d'injection sont commandées par l'arbre oscillant de l'un des embiellages de synchronisation.

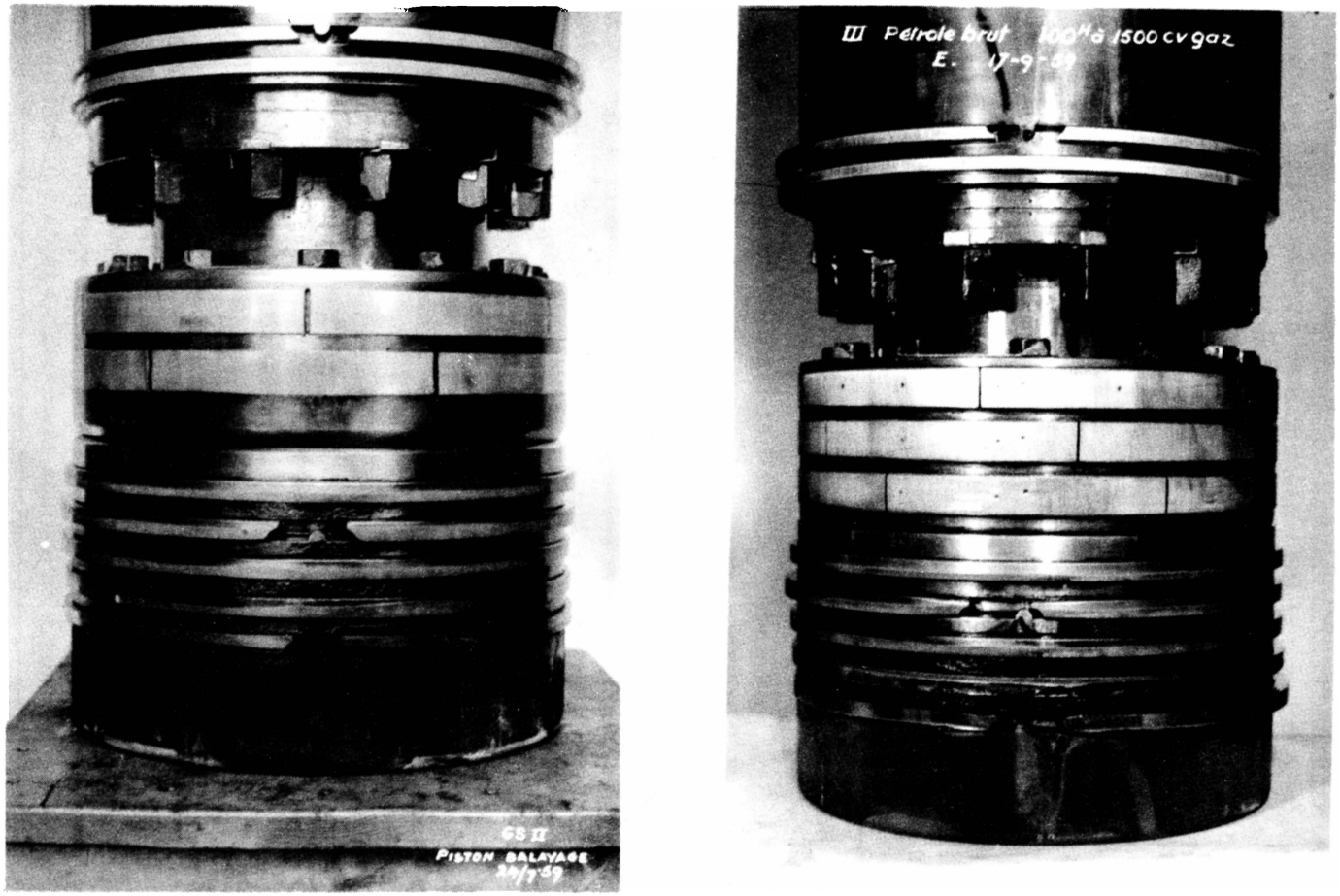


Fig. XIX. 46. - Pistons d'un GS 34 (après 100 heures à 20 % de surcharge avec pétrole brut) (d'après Brun, FISITA 1960).

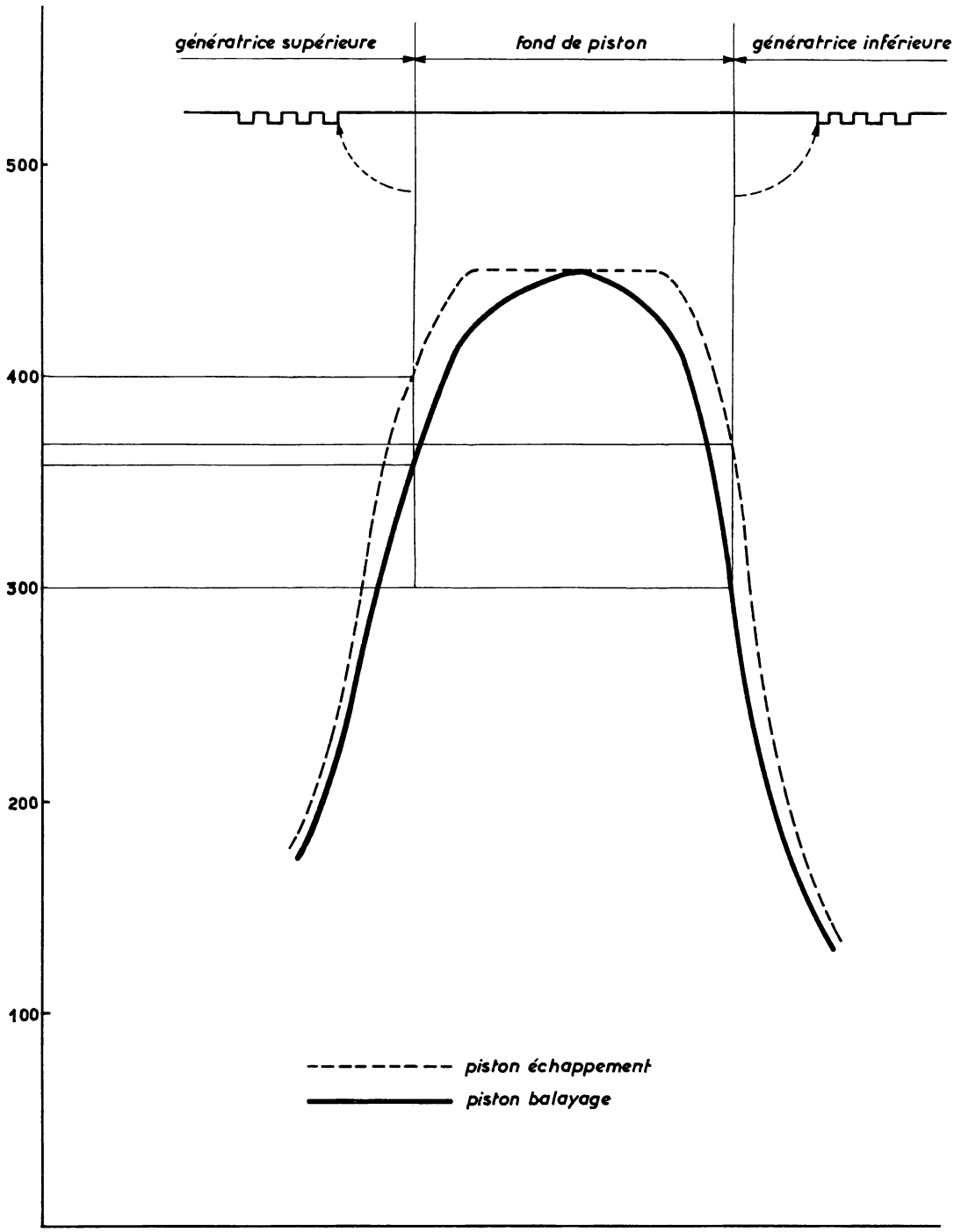


Fig. XIX. 47. - Allures des températures des pistons au voisinage des surfaces.

b) Chambre de combustion

L'anneau central portant les injecteurs et constituant les parois externes de la chambre de combustion est la pièce essentielle, en même temps que la plus délicate, d'un générateur à pistons libres. Cette pièce doit en effet résister tant à des fatigues mécaniques élevées qu'à des tensions thermiques intenses. Par surcroît les interactions créées par l'assemblage sous tension des pièces adjacentes à cet anneau central compliquent la situation ; en particulier les cylindres en fonte qui lui sont accouplés doivent pouvoir se dilater avant de s'appuyer contre la bride qui forme anneau de serrage. Enfin, si l'accélération des pistons libres au P. M. I. fait que, toutes choses égales par ailleurs, les charges thermiques sont moindres que dans le diesel équivalent, par contre le flux de chaleur axial qui se dirige de l'anneau central vers les cylindres est forcément restreint, la surface de contact entre l'anneau central et les cylindres se réduisant à la surface du joint.

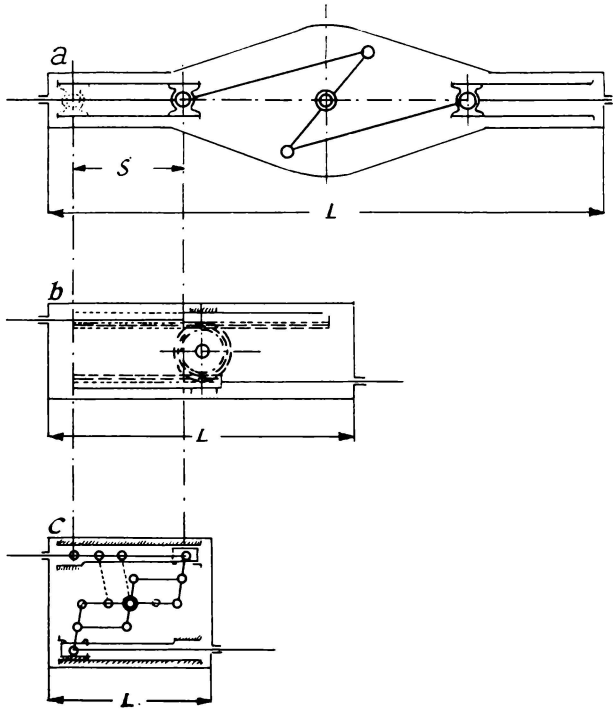
Seuls des essais systématiques effectués sur l'ensemble monté peuvent permettre de déterminer les modifications, généralement simples et portant sur des détails, qui réduisent les tensions rencontrées à l'origine tant dans l'anneau central et les goujons d'assemblage que dans les contre-brides et les joints d'étanchéité.

Une circulation d'eau refroidit l'anneau central et les chemises du cylindre moteur, les injecteurs, les supports de clapets de refoulement et quelques organes annexes. L'eau rentre par les extrémités du cylindre moteur ; elle passe ensuite par les barrettes entre lumières et vient refroidir l'anneau central et les injecteurs.

Les têtes des deux pistons moteurs forment une partie importante des parois de la chambre de combustion. Sous l'effet de l'échauffement ces têtes subissent des tensions nécessitant un énergique refroidissement par liquide ; ce liquide (eau ou huile) introduit dans une chambre intérieure par un tube fixé sur la culasse s'écoule ensuite dans une chambre annulaire, après avoir été projeté vers la face arrière de la chambre au P. M. E. et vers la face avant du P. M. I. ; l'efficacité du refroidissement est excellent (fig. XIX. 47).

c) Biellettes de synchronisation

Nous avons dit qu'il fallait, à l'aide d'un embiellage auxiliaire, éviter tout décalage accidentel de la symétrie de position des pistons. Cet embiellage n'est évidemment soumis qu'à ses propres efforts d'inertie et aux efforts perturbateurs. Ces efforts perturbateurs sont très faibles car :



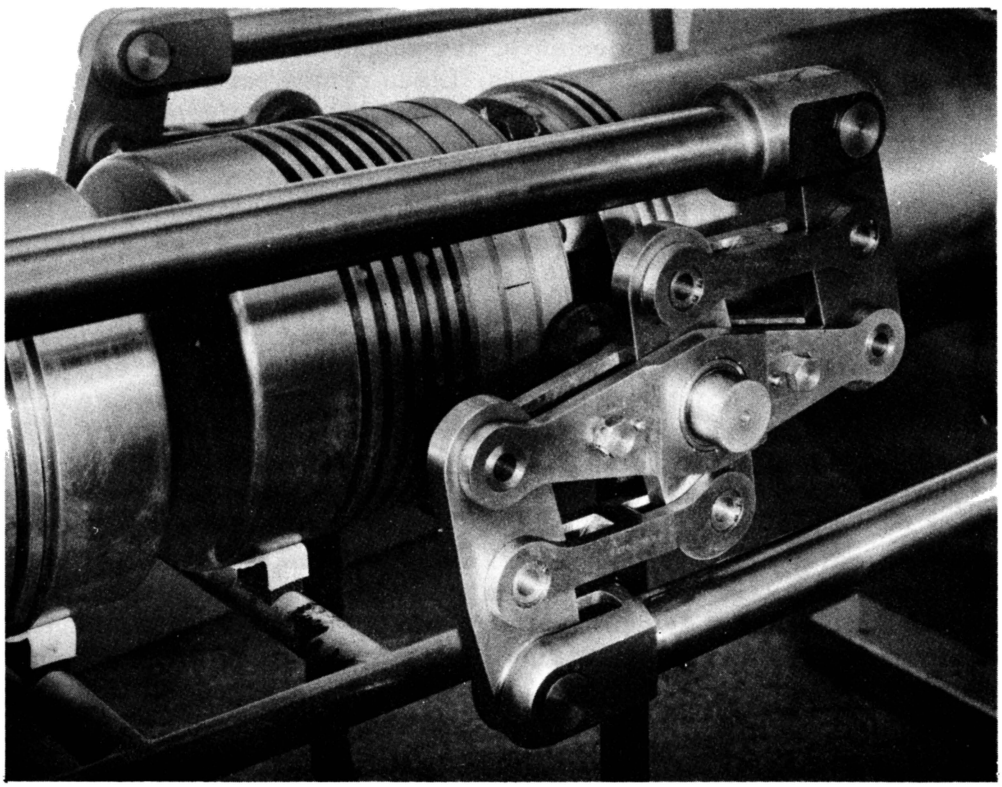


Fig. XIX. 48. - Schémas des divers types d'embiellages.

- Les efforts dus à la pression des gaz sont à chaque instant les mêmes sur les deux pistons ;
- Les efforts nés des pressions de compression sont limités à des différences d'étanchéité des clapets ; encore ces pressions sont-elles équilibrées par des conduits by-pass entre les cylindres ;
- Les inégalités de frottement entre les attelages mobiles sont faibles.

L'embiellage de synchronisation peut et doit donc être léger ; il importe de plus qu'il soit peu encombrant. La solution adoptée sur le générateur GS 34 est celle d'un ensemble de leviers disposés en parallélogramme (fig. XIX. 48).

d) Régulation des pressions

Lorsque varie la pression moyenne à l'échappement du générateur le niveau de pression dans le matelas doit varier dans un rapport analogue afin que la pression en fin de compression dans le cylindre moteur soit convenable (fig. XIX. 49).

Nous avons dit que cette régulation interne est assurée par un stabilisateur qui fait automatiquement correspondre à chaque valeur de la pression de l'air de balayage régnant dans le carter (correspondant elle-même à une pression de marche donnée à l'entrée de la turbine) une valeur moyenne de la pression régnant dans le matelas.

e) Démarrage

Le démarrage du générateur s'effectue (et doit s'effectuer) en une seule course des équipages mobiles en lançant ceux-ci, à l'aide d'air sous pression, de leur position extérieure vers le P. M. I. L'air agissant ainsi sur des pistons de grand diamètre, il suffit d'introduire brusquement, et simultanément, dans les deux matelas une quantité d'air à pression assez faible. Cette pression doit cependant être choisie assez élevée pour permettre d'atteindre une compression suffisante dans le cylindre moteur, même lorsque la machine est froide.

f) L'injection

Etant donné que dans un générateur à pistons libres toutes les pièces mécaniques s'arrêtent aux points morts, on ne dispose pratiquement d'aucun mouvement mécanique au voisinage du P. M. I. pour assurer l'injection : il faut donc accumuler le combustible sous pression avant de le libérer vers les injecteurs.

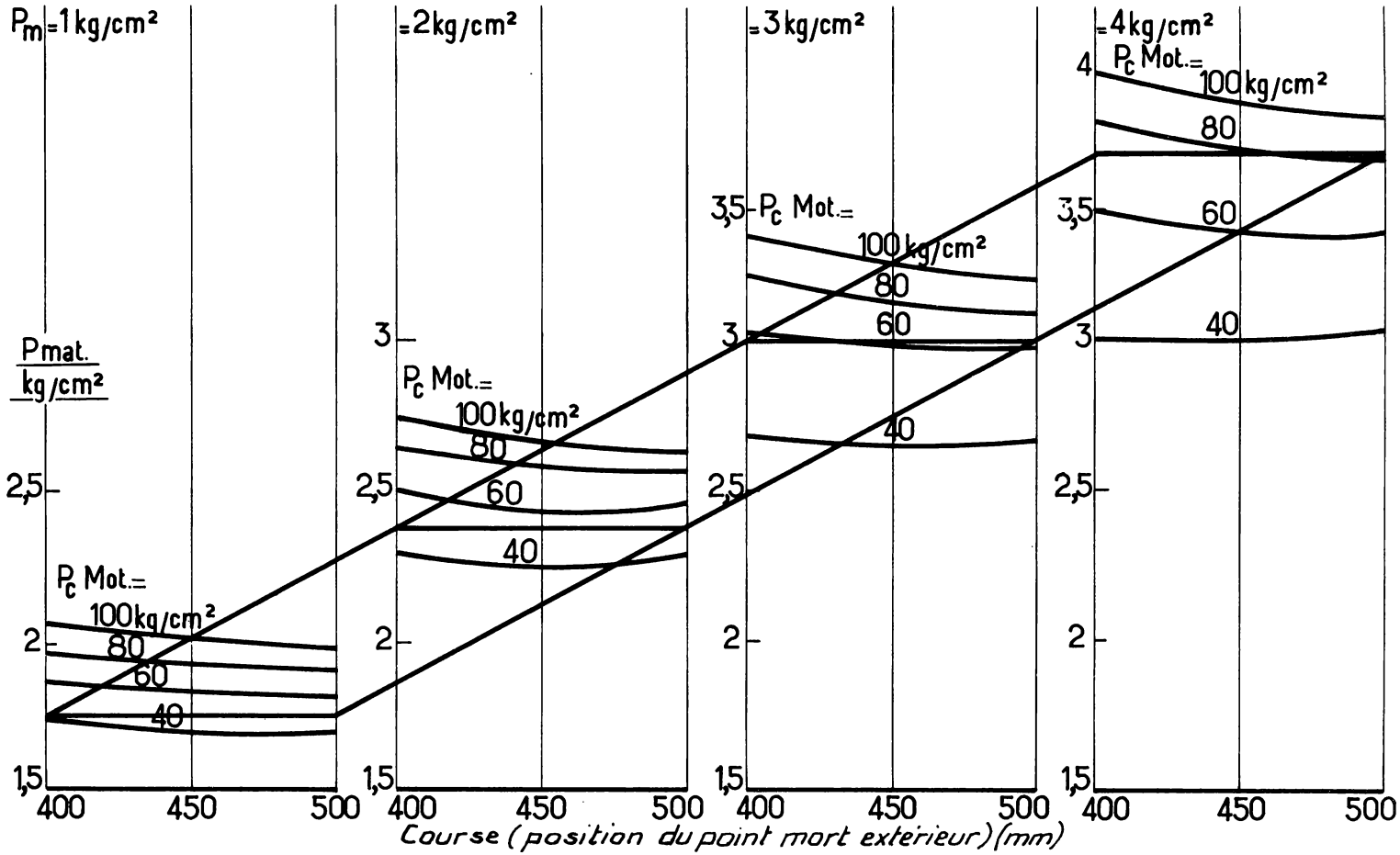


Fig. XIX. 49. - Diagrammes des pressions moyennes dans les cylindres matelas (P_{mat}) en fonction de la course pour différentes pressions de marche (P_m).
Ces diagrammes indiquent les pressions moyennes dans les cylindres matelas nécessaires pour obtenir, en fin de compression, les pressions de 40, 60, 80 et 100 kg/cm^2 (d'après Eichelberg, Génie civil, 1948).

La pompe entraînée, nous l'avons dit, par l'embiellage de synchronisation est identique à une pompe de moteur Diesel (cf. chapitre VI); la quantité de combustible qu'elle délivre est fixée par l'ensemble de régulation externe examiné plus loin. Mais dans le cas du générateur à pistons libres les pressions de fin de compression sont éminemment variables ; la combustion ne peut donc s'effectuer correctement que si l'on réalise une avance à l'injection variable : on commande donc la levée du piston de pompe d'injection par un excentrique dont la position fixe le début d'injection, position elle-même commandée par la pression prélevée matelas déjà utilisée pour commander le stabilisateur ; ainsi cette commande d'avance à l'injecteur tient compte de la variation de position du P. M. I. (fig. XIX. 50).

Les pistons étant à faces plates ou légèrement incurvées, la turbulence doit être créée par les lumières et par le processus même de la combustion ; par ailleurs il ne faut pas perdre de vue qu'il est difficile de répartir convenablement le combustible dans une galette aussi aplatie que la chambre de combustion au P. M. I. Mais cette forme de chambre de combustion est celle entraînant le minimum de pertes thermiques ; le fait supplémentaire que, grâce à l'accélération élevée des équipages mobiles, les gaz restent peu de temps à haute température et haute pression motive que le bilan thermique d'un générateur à pistons libres soit meilleur que celui d'un diesel, d'autant plus que les pertes par radiation sont, elles aussi, moindres, l'air du carter absorbant les radiations émanant des cylindres moteur.

g) Graissage

La lubrification du déplacement des équipages mobiles est assurée à huile perdue comme il est pratiqué dans les moteurs deux temps lents. Il faut toutefois ne pas perdre de vue que la quantité d'huile injectée à chaque impulsion et la cadence de ces impulsions d'huile doivent être fixées en tenant compte que les variations de vitesse et de charge sont d'amplitudes plus grandes que dans le cas des moteurs Diesel deux temps lents.

L'embiellage de synchronisation, les coulisseaux de carter de pompe d'injection sont lubrifiés par de l'huile prélevée sur le circuit de refroidissement des pistons moteur.

h) La régulation d'un groupe (générateur + turbine)

Pour caractériser le point de fonctionnement d'un moteur Diesel il suffit d'en préciser les valeurs de deux paramètres indépendants : la vitesse et le couple.

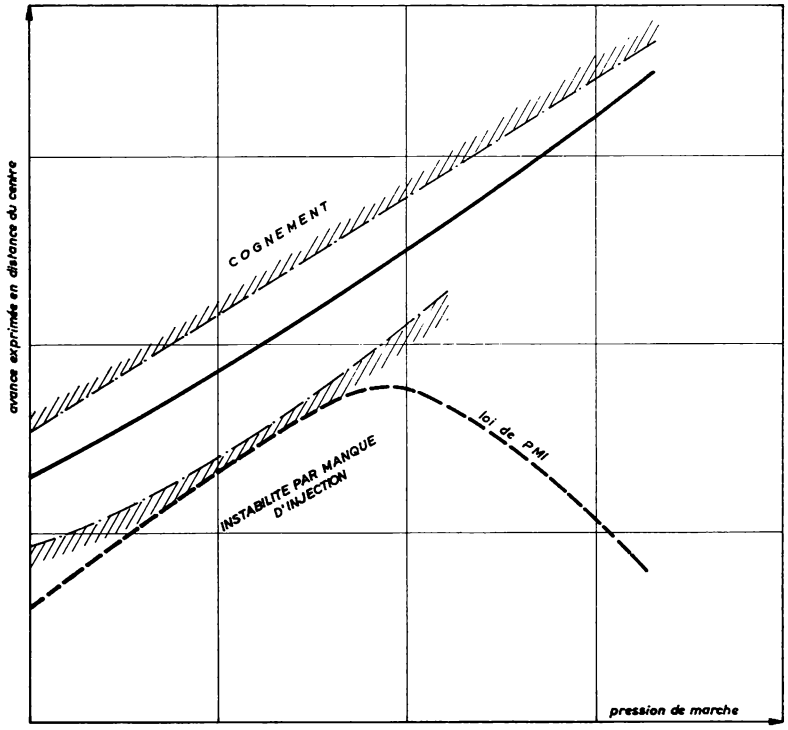


Fig. XIX. 50. - Avance à l'injection en fonction de la pression de marche.

A Régulateur de vitesse
B Soupape de décharge
C Régulation de la pompe d'injection

1 Arrivée d'huile sous pression
2 Modulateur de la pression d'huile
3 Conduit d'huile modulée
4 Piston récepteur commandant la position de la soupape
5 Soupape de décharge
6 Came de limitation du cran minimal
7 Galet formant butée des cames mini-maxi
8 Piston de commande de la butée des cames actionné par la pression des gaz
9 Moteur de changement de vitesse
10 Robinet détendeur.

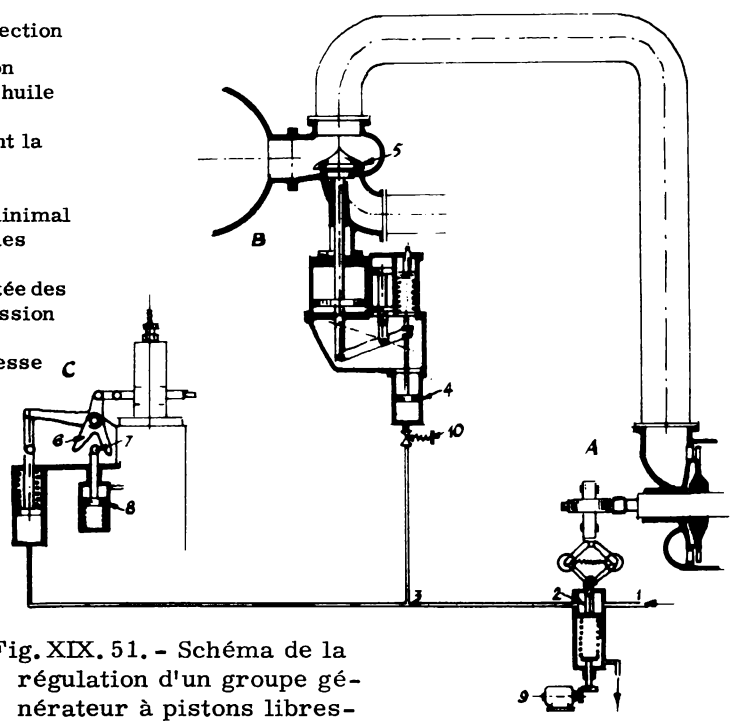


Fig. XIX. 51. - Schéma de la régulation d'un groupe générateur à pistons libres-turbine à gaz.

Avec un générateur à pistons libres accouplé à une turbine à ouverture constante il devient nécessaire d'indiquer les valeurs de trois paramètres indépendants ; par exemple soit la course, le rapport de compression volumétrique du diesel et la pression d'échappement, soit la cadence des battements, le débit des gaz et la consommation de combustible, soit encore la pression dans le matelas au P. M. I., la pression d'échappement et la consommation de combustible.

La régulation comporte trois organes distincts :

a) Le régulateur de vitesse de la turbine du type classique,
b) Le régleur de la décharge de gaz,
c) Le régleur du débit de combustible.

Le régulateur de la vitesse de la turbine agit sur un modulateur de pression d'huile en réglant la pression d'huile débitée à une valeur inversement proportionnelle à la vitesse de la turbine (fig. XIX. 51).

En fonction de la pression d'huile ainsi modulée sont déterminés :

Aux faibles charges, le degré d'ouverture de la soupape by-pass évacuant une partie des gaz directement à l'atmosphère déterminant la recirculation ;
Aux charges normales, la quantité de combustible débitée par la pompe d'injection.

En marche à vide, la soupape by-pass ouvre vers l'atmosphère une section laissant échapper à l'atmosphère l'excès de gaz produit par un générateur fonctionnant à course minimale. Lorsque, en fonctionnement normal à faible charge, la puissance demandée croît, la vitesse de la turbine diminue ; la pression de l'huile modulée augmente donc et la soupape réduit la quantité by-passée entraînant de ce fait une augmentation de la pression des gaz.

Il va de soi que, durant tout le cours du fonctionnement à faible charge, le générateur est maintenu au régime de fonctionnement à course minimale.

Lorsque la soupape by-pass est presque complètement fermée, la pression de l'huile modulée agit alors seulement sur la crémaillère de commande de débit de la pompe d'injection. En réalité, un poussoir à galet commandé par la pression de marche agit sur une came profilée de la crémaillère de la pompe d'injection et fixe la quantité de combustible au démarrage , impose aux faibles charges une quantité minimale de combustible croissant avec la pression de marche , limite, à tous les régimes, le déplacement de la crémaillère en évitant des

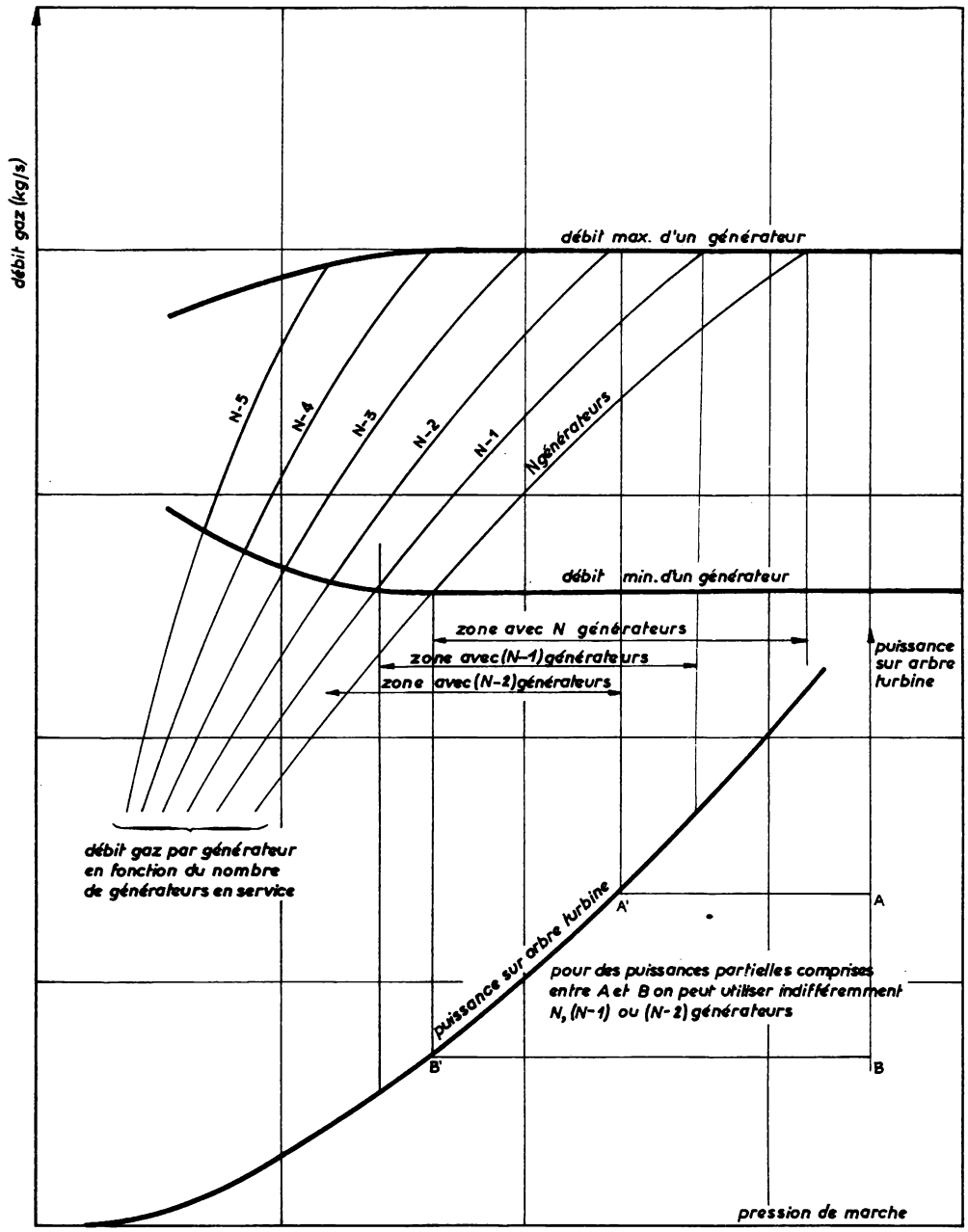


Fig. XIX. 52. - Groupe de plusieurs générateurs et d'une turbine à ouverture constante. Zones de fonctionnement économique.

courses anormales pendant les variations brusques de charge.

En outre, un robinet détendeur disposé dans le circuit d'huile modulé permet de régler à la main la levée dela soupape modulatrice et facilite le réglage manuel pendant la première montée en vitesse de la turbine.

Enfin un éventuel moteur de changement de vitesse agissant sur le tarage du ressort du modulateur permet de faire varier à distance la vitesse et la charge de la turbine.

Un générateur de gaz ne possède pas de régulateur externe de nombre de battements, les équipages mobiles étant assimilables à des masses oscillant entre trois ressorts à raideurs conjuguées : lorsque la pression de marche varie le stabilisateur ajuste la pression matelas et la compression moteur donc fixe la cadence des battements pour un taux d'injection donné.

La régulation est très stable : en effet tout déplacement, du P.M.E. par exemple, provoqué par une perturbation quelconque (une augmentation fortuite d'injection par exemple) est suivi, lorsque la perturbation cesse, par un retour au statu quo ante sans aucun effet d'instabilité : en particulier on ne note aucun pompage, c'est-à-dire aucune oscillation, de part et d'autre de la position moyenne, des positions successives du P. M. E. Le degré de stabilité dépend de la disposition et des dimensions respectives des diverses capacités moteur, compresseur et matelas, c'est-à-dire des raideurs respectives des ressorts du système oscillant.

Précisons que, si l'adaptation de la puissance normale aux variations normales de la charge se fait très rapidement et sans présenter de difficultés particulières, des variations brutales de forte amplitude peuvent poser certains problèmes du fait de la faible inertie des masses en mouvement et du laps de temps nécessaire au remplissage (ou à la vidange) des capacités sous pression qui retarde la réponse du générateur : il peut être alors utile de disposer d'une source d'air extérieure.

Lorsque le groupe comporte plusieurs générateurs, le régulateur de vitesse de la turbine commande simultanément tous les générateurs. Lors d'un fonctionnement prolongé à charge partielle il est évidemment possible de ne laisser en service qu'une partie du nombre des générateurs. Les considérations motivant le recours à cette possibilité ne sont pas celles qui ont cours dans le cas d'un ensemble de moteurs Diesel à pistons asservis, moteurs dont les courbes de consommation spécifique en fonction de la vitesse de rotation sont des paraboles

à minimum très accusé et d'ordonnée croissant rapidement lorsque le couple diminue au-dessous des 2/3 du couple nominal. Dans le cas de générateurs à pistons libres, tant que le débit demandé à chaque générateur est supérieur au débit minimal, le nombre de générateurs en service (fig. XIX. 52) est pratiquement sans influence sur la consommation spécifique de combustible puisque leur rendement, déterminé essentiellement par la pression de marche, est pratiquement indépendant du débit.

Cette caractéristique du générateur est l'une des plus remarquables et l'une des plus appréciées.

BIBLIOGRAPHIE

EICHELBERG. Les générateurs de gaz à pistons libres. Le Génie civil, 15 novembre, 1er et 15 décembre 1948.

PEILLON. Le rendement des générateurs de gaz à pistons libres. Association Technique Maritime et Aéronautique, 1949.

HUBER. Les générateurs de gaz à pistons libres. Journal de la S.I.A., décembre 1951.
Les groupes électrogènes à turbines à gaz alimentées par générateurs à pistons libres. Schweizerische Bauzeitung, 30 octobre et 6 novembre 1954.
Adaptation du débit de gaz des générateurs à pistons libres à la loi débit-pression des turbines. Colloque CIMAC, Zürich, 1957.
Le présent et l'avenir du générateur à pistons libres. American Society of Mechanical Engineers (58 GTP 9), 2 juin 1958.
Turbogroupes de 1000 ch alimentés par un ou plusieurs générateurs à pistons libres. Colloque CIMAC, Wiesbaden, 1959, B 10.

CHICHKIN. Etude du cycle et de la dynamique du générateur à pistons libres. Leningrad, 1954.
Quelques résultats de l'étude expérimentale du fonctionnement du cylindre matelas.
(Traductions faites par R. Vichnievsky, professeur à la Faculté des sciences de Paris, laboratoire de mécanique physique et expérimentale).

SINGHAM. Les générateurs de gaz à pistons libres. Engineering, 29 novembre 1957.

OLSON. Analyse systématique du fonctionnement d'un générateur à pistons libres. S.A.E. Journal, avril 1958.

BARTHALON. Les générateurs à pistons libres et l'industrie du pétrole. Cinquième congrès mondial du pétrole, New York, 1959, section VI-3.

MOIROUX. Les possibilités du générateur à pistons libres. American Society of Mechanical Engineers (58 OGP 7), 11-15 mai 1958.

HOSIE et BARRETT. Considérations sur la lubrification des générateurs de gaz à pistons libres. I.M.E., 16 février 1961.

BRUN. Considérations sur la lubrification du générateur à pistons libres. Communication B 8 au congrès 1960 (La Haye) de la FISITA.

Les deux nouvelles locomotives françaises à turbines à gaz alimentées par générateurs à pistons libres. Revue générale des chemins de fer, janvier 1962.

La science appliquée ne comporte pas d'opposition avec la science pure. La science est unique : elle repose sur des faits, elle est l'œuvre de l'observation des siècles. Science pure et science appliquée sont seulement manifestations voisines de l'Esprit humain et du Progrès.

(Callandreau)

°°°

Il n'est de véritable savoir que celui qui peut se changer en être et en substance d'être, c'est-à-dire en acte. Les connaissances les plus vaines sont celles qui se réduisent en pures paroles et qui ne peuvent sortir de ce cercle infernal.

(Valéry)

°°°

Et nunc, reges, intelligite.

(Bossuet)

INSTITUT FRANCAIS DU PETROLE
1 et 4, avenue de Bois-Préau
RUEIL MALMAISON (Seine-et-Oise)

Dépôt légal :
3e trimestre 1963

Achevé d'imprimer en Septembre 1963
N° d'ordre éditeur : 91

VAN SEVEREN